Transport Canada
Development

Transports Canada
Développement

TP 8393E

Development of an Analytical Model of the Hydrodynamic Added Mass of a Ship Ramming Ice

Summary Report

Prepared for
Transportation
Development Centre
Transport Canada

by
Det Norske Veritas (Canada) Ltd.

MAY 1987

Canada

DEVELOPMENT OF AN ANALYTICAL MODEL OF THE HYDRODYNAMIC ADDED MASS OF A SHIP RAMMING ICE

Volume I: Summary Report

TP 8393E

Prepared for

Transportation Development Centre
Montreal, Quebec

by

G.A. Ghoneim, M.A. Murray
Det norske Veritas (Canada) Ltd.
Calgary, Alberta

May 05, 1987

89-06058/

DISCLAIMER

The contents of this report reflect the views of the authors and not necessarily the official views or opinions of the Transportation Development Centre of Transport Canada.

LANGUAGE NOTICE

Ce document est également disponible en français - TP8393F.

Transport Canada
Canada

Transport Canada

REPORT DOCUMENTATION FORM

1. Transport Canada Report No	2. TDC Project No.	3. Recipient's Catalogue No.
TP 8393E	6633	

4. Title and Subtitle
Development of an Analytical Model of the Hydrodynamic Added Mass of a Ship Ramming Ice

5. Report Date: May 5, 1987

6. Performing Organization Report No.

7. Author(s)
Dr. G.A. Ghoneim, Dr. M.A. Murray

8. Transport Canada File No.: D1460-232

9. Performing Organization Name and Address
Det Norske Veritas (Canada) Ltd.
#1110, 10201 Southport Road S.W.
Calgary, Alberta
T2W 4X9

10. DSS File No.: HSD.T8200-5-5597

11. DSS or Transport Canada Contract No.: T8200-5-5597/01-SD

12. Sponsoring Agency Name and Address
Transportation Development Centre (TDC)
200 Dorchester Blvd. West
Suite 601, West Tower
Montreal, Quebec H2Z 1X4

13. Type of Report and Period Covered: Summary, July 86-March 87

14. Sponsoring Agency Code

15. Supplementary Notes
Vol. I - Summary Report: TP 8393E
Vol. II - Main Report: TP 8392E

16. TDC Project Officer
N.R. Gore, C. Nowicki

17. Abstract

The objective of the work reported herein was to develop a calibrated analytical model for the evaluation of the added mass of a ship ramming ice in order to provide a better understanding of ship/ice interaction. The work entailed four different approaches: analytical modelling, full scale data analysis, model testing, and finite element modelling. Only symmetric ramming was assumed effecting surge, heave, and pitch rigid body motions. The analytical modelling task involved a literature review and the development of a preliminary model for calculating the surge, heave and pitch rigid body motions. The analytical modelling task involved a literature review and the development of a preliminary model for calculating the surge, heave and pitch added mass coefficient, and the effects of bottom proximity and ice proximity were studied. A procedure was developed for analysing the 1983 full scale ramming test data of the Canmar Kigoriak. A comprehensive model testing program of an M.V. Arctic 1:50 model and a Kigoriak 1:22.5 model produced extensive data covering rigid model free oscillation, impulsive loading, and ramming scenarios. Finally, a comprehensive three-dimensional finite element model was developed. This model is capable of redicting the added mass of any ship with arbitrary definition of the boundaries representing the bottom and ice proximities, the ice thickness, ice geometry and hull shape.

18. Key Words	19. Distribution Statement
Ships, Icebreaking, Hydrodynamic Added Mass, Ice Ramming, Model Tests, Full Scale, Analytical Model, Data Analysis	Limited number of copies available from Transportation Development Centre

20. Security Classification (of this report)	21. Security Classification (of this page)	22. No. of Pages	23. Price
Unclassified	Unclassified	44	

Canada

Transports Canada / Transport Canada

Développement / Development

FORMULE DOCUMENTAIRE DU RAPPORT

1 N° du rapport Transports Canada	2 N° de l'étude — CDT	3 N° de catalogue du destinataire
TP 8393E	6633	

4 Titre et sous-titre	5 Date du rapport
Development of an Analytical Model of the Hydrodynamic Added Mass of a Ship Ramming Ice	5 mai 1987
	6 N° du rapport de l'organisme exécutant

7 Auteur(s)	8 N° de dossier Transports Canada
Dr. G.A. Ghoneim, Dr. M.A. Murray	D1460-232

9 Nom et adresse de l'organisme exécutant	10 N° de dossier — ASC
Det Norske Veritas (Canada) Ltd. #1110, 10201 Southport Road S.W. Calgary (Alberta) T2W 4X9	HSD.T8200-5-5597
	11 N° de contrat — ASC ou Transports Canada T8200-5-5597/01-SD

12 Nom et adresse de l'organisme parrain	13 Genre de rapport et période visée
Centre de développement des transports (CDT) 200 ouest, boul. Dorchester Suite 601, tour ouest Montréal (Québec) H2Z 1X4	Sommaire, juil. 86-mars 87
	14 Code de l'organisme parrain

15 Remarques additionnelles	16 Agent de projet — CDT
Vol. I - Rapport sommaire: TP 8393F Vol. II - Rapport principal: TP 8392E	**N.R. Gore, C. Nowicki**

17 Résumé

L'objectif de l'étude susmentionnée consistait à élaborer un modèle analytique étalonné dans le but d'évaluer la masse ajoutée d'un navire heurtant les glaces, permettant ainsi de mieux comprendre l'action réciproque entre le navire et les glaces. Les travaux ont comporté quatre approches distinctes, soit: modélisation analytique, analyse des données vraie grandeur, essais sur maquettes et analyse selon la méthode des éléments finis. Seule la collision à angle droit entraînant les trois mouvements fondamentaux a été présumée. La modélisation analytique a comporté une étude de la documentation et l'élaboration d'un premier modèle pour le calcul des coefficients des trois mouvements fondamentaux. En outre, les effets de la proximité de la glace et du fond marin ont été étudiés. Une méthode a été mise au point afin d'analyser les données d'essais de charge des glaces réalisés en 1983 à l'aide du CANMAR KIGORIAK. Un programme d'essai exhaustif sur maquettes 1:50 du M.V. ARCTIC et 1:22,5 du KIGORIAK a permis d'obtenir une source considérable de données touchant l'oscillation libre des maquettes, les charges de choc et les scénarios de charge des glaces. En dernier lieu, un modèle d'ensemble tridimensionnel à éléments finis a été mis au point; il permet de déterminer la masse ajoutée de n'importe quel navire, avec définition arbitraire des limites représentant la proximité du fond marin et de la glace, l'épaisseur et la géométrie des glaces et la forme de la coque.

18 Mots-clés	19 Diffusion
Navires, déglaçage, masse hydrodynamique ajoutée, charge des glaces, essais sur maquettes, vraie grandeur, modèle analytique, analyse des données.	Le Centre de développement des transports dispose d'un nombre limité d'exemplaires.

20 Classification de sécurité (de ce rapport)	21 Classification de sécurité (de cette page)	22 Nombre de pages	23 Prix
Non classifié	Non classifiée	44	

CDT TDC 79-005 Rev 86

Canada

TABLE OF CONTENTS

		Page
1.0	**INTRODUCTION**	1
2.0	**WORK STATEMENT**	1
3.0	**ANALYTICAL MODELLING**	3
	3.1 Model Development	3
	3.2 Results	6
4.0	**FULL SCALE DATA ANALYSIS**	6
	4.1 Analysis Approach	6
	4.2 Results	10
5.0	**MODEL TESTS**	12
	5.1 Model Tests Program	12
	5.2 Model Test Data Analysis	15
	5.3 Results	18
6.0	**FINITE ELEMENT MODELLING**	27
	6.1 Idealization	27
	6.2 Results	29
7.0	**COMPARISON OF RESULTS**	33
8.0	**CONCLUSIONS & RECOMMENDATIONS**	35
	8.1 Conclusions	35
	8.2 Recommendations	37

LIST OF TABLES

Table No.		
1	Bottom Proximity Effect Factor K_{bp}	5
2	Calculated Added Mass Coefficients	6
3	Model Tests	18
4	Heave Added Mass Coefficients (Test 3862, Run 2)	19
5	Comparison of Natural Frequencies (Hz) for the Skeletal and Full 3D Idealisation of Kigoriak	30

Table No.		Page
6	Comparison of Natural Frequencies (Hz) for Skeletal and Idealization of Kigoriak In Air and Adjacent to a 4.9 m Ice Edge	30
7	Comparison of Hydrodynamic Forces (MN) on the Kigoriak Hull due to Pure Unit Translational Acceleration in the Orthoginal Directions X, Y and Z	32
8	Comparison of Added Mass Coefficients for Kigoriak	35

LIST OF FIGURES

Figure No.		
1	Bottom Proximity Effect	7
2	Ice Proximity Effect	7
3	Added Mass Calculation From Full Scale Data	9
4	Added Mass Variation Along the Hull (KR 369)	11
5	Time Dependence of Added Mass (KR 369)	13
6	Test Arrangement for Forced Motion Tests	16
7	Ramming Test Arrangement	16
8	Signals for Ram 2 of Test 3856 of the M.V. Arctic	20
9	Impact Added Mass Coefficients (M.V. Arctic)	22
10	Added Mass Coefficients at Impulse Peak Force (M.V. Arctic)	23
11	Added Mass Coefficients after Impulse During Free Oscilliations (M.V. Arctic)	24
12	Added Mass Dependence on Bottom Proximity, Ice Thickness, and Distance to Ice	26
13	Equivalent Beam Model of the Ship	28
14	Wet and Dry Pitch Mode Shapes and Distribution of Hydrodynamic Force - Open Water - F.E. Modelling of Kigoriak	31

SUMMARY

1.0 INTRODUCTION

The overall objective of this work is to contribute to the promotion of the development of advanced ice transitting performance modelling techniques, including full scale data acquisition, and correlation with related system concepts.

The specific project objective is to develop a calibrated analytical model for the evaluation of the hydrodynamic added mass of a ship ramming ice, in order to provide a better understanding of the ship/ice interaction phenomenon.

2.0 WORK STATEMENT

The work entailed four different approaches aiming at determining the added mass. These were: analytical modelling, full scale data analysis, model testing, and finite element modelling. Only symmetric ramming was assumed effecting surge, heave and pitch rigid body motions. The first three vertical flexible modes were also considered wherever possible.

Six tasks were identified and carried out during the course of the project. These tasks are:

Task 1: Preparations and Analytical Modelling

This task entailed the following:

(a) Literature Review.

(b) Summary of Theoretical Methods and Available Data.

(c) Significant Parameters Identification

(d) Analytical Model Development

(e) Application of Model to Experiment

Task 2: Analysis of Full Scale Data of Kigoriak

This task entailed the following:

(a) Kigoriak Parameter specification and Full Scale Test Overview

(b) Selection of Representative Rams.

(c) HPL Program development for Derivation of Added Mass from Full Scale Data.

(d) Analysis of selected Rams using Analytical Model.

Task 3: Model Test Planning

This task included the following:

(a) Description of M.V. Arctic parameters

- Draft, C.G., mass distribution, moment of inertia and displacement.

(b) Establishing experiment procedures

(c) Data Recording and Output Procedures.

(d) Extraction of Added Mass from Measurements.

(e) Detailed Test Programs for the Kigoriak and the Arctic Models

(f) Model Acquisition and Subcontracting Test Facility.

Task 4: Conduction of Model Tests

This task included the following:

(a) Installation and checking of apparatus and models

(b) Test program execution.

(c) Analysis of test data.

Task 5: Data Comparisons and Model Refinements

This task entailed the following:

(a) Derivation of Kigoriak Added Mass and Damping Coefficients.

(b) Derivation of M.V. Arctic Added Mass and Damping Coefficients.

(c) Comparison of Kigoriak Results with Full Scale Data.

(d) Comparison of Kigoriak and M.V. Arctic Results.

(e) Summarization of the Results and Refinement of the Analytical Model.

Task 6: Reporting

This task included the preparation of

(a) Interim Report No. 1

(b) Interim Report No. 2

(c) Draft Final Report.

(d) Final Report.

In the following four sections, the methodology and the results associated with analytical modelling, full scale data analysis, model tests, and finite element modelling are described.

3.0 ANALYTICAL MODELLING

3.1 Model Development

The following expressions for the basic added mass coefficients in surge, heave and pitch for open water conditions were developed:

$$\hat{\lambda}_x = 0.788 \left(\frac{B/T}{1 + (B/T)^2}\right)^{1/2} \frac{(C_M\ B\ T)^{3/2}}{C_B\ LBT} \tag{1}$$

$$\hat{\lambda}_z = 0.394 \left(\frac{L/B}{1 + (L/B)^2}\right)^{1/2} \frac{(C_{w_\ell}\ LB)^{3/2}}{C_B\ LBT} \tag{2}$$

$$\hat{\lambda}_\theta = 0.0825 \frac{1 + C_{w_\ell}}{(3 - 2\,C_{w_\ell})(3 - C_{w_\ell})} \cdot \left(\frac{\hat{\lambda}_z \cdot \Delta \cdot L^2}{I_o}\right) \tag{3}$$

where L, B and T are the length, beam and draft of the vessel. The aspect ratios B/T and L/B represent those of a plate constituting the projection of the hull surface normal to the direction of the motion. Equations 1 and 2 are based on added mass

coefficients of a rectangular plate modified to account for ship shapes by the incorporation of the coefficients C_M, C_B and $C_{w\ell}$.

The effects of the magnitude of the ramming speed, the bottom proximity, the distance floe or wall proximity, the free surface, and the frequency of the motion are represented by the coefficients K_{sp}, K_{bp}, K_{wp}, K_{fs} and K_{fm} in the following

$$\lambda = \acute{\lambda} \cdot K_{sp} K_{bp} K_{wp} K_{fs} K_{fm} \tag{4}$$

where $\acute{\lambda}$ is the basic added mass coefficient given by Eqs. 1 - 3 above.

Given existing knowledge these coefficients are assumed to be given by

$$\begin{aligned}
K_{sp} &= 1.0 \\
K_{bp} &= 1 + \frac{0.4}{e/T} && \text{for heave and pitch (e = water depth - draught)} \\
&= 1.0 \text{ for surge} \\
K_{wp} &= 1 + 0.375\,(1 - 3\,\tfrac{x}{L}) && \text{for } o<x<L/3 \\
&= 1.0 && \text{for } x>L/3 \\
K_{fs} &= 1.0 \\
K_{fm} &= 1.0
\end{aligned} \tag{5}$$

A semi empirical added mass coefficient is proposed for the 2-node vertical mode of hull vibration

$$\lambda = \frac{1}{3}\,\frac{B}{T} + 0.2 \tag{6}$$

where B and T are the beam and draft respectively.

The distribution of the added mass along the length of the hull due to hull flexural vibrations can be calculated using the expression

$$\Delta m_x = \frac{2}{5} \rho \frac{A_x b}{T_s} (1 + K L/B) \cdot \Delta x \qquad (7)$$

where

Δm_x is the incremental added mass in the segment of length Δx under consideration; ρ is water density;

A_x is the submerged cross sectional area;

b is the half width of the section;

T_s is the draft of the section; and

K is an emphirical coefficient, dependent on the mode of flexural vibration;

L, B are the length and breadth of the ship, respectively.

The value of K is taken as 0.1, 0.07 and 0.05 for the first, second and third flexible modes, respectively. These coefficients apply to a range of vessels trading on rivers and inland waterways and therefore their applicability to icebreaking vessels, is to be confirmed.

The effect of bottom proximity can be expressed via the correction factor K_{bp} given in Table 1.

TABLE 1

Bottom Proximity Effect Factor K_{bp}

$\frac{B}{2e}$	2T/B		
	0	0.5	1.0
0	1.0	1.0	1.0
1	1.06	1.12	1.22
2	1.37	1.50	1.59
3	1.62	1.92	1.92

3.2 Results

The above formulations were applied to the M.V. Kigoriak and the M.V. Arctic and the results are given in Table 2. The table shows the results for a rectangular barge pontoon for comparison purposes. The results show the basic coefficients before application of the correction factors.

At present, it is estimated that for the impact scenario, the most significant effects are due to bottom proximity and wall (ice edge) proximity. The correction factors due to these two effects are plotted in Figs. 1 and 2.

TABLE 2
Calculated Added Mass Coefficients

	Plate Formulation			Literature*		
Ship	Surge λ_x	Heave λ_z	Pitch λ_θ	Surge λ_x	Heave λ_z	Pitch λ_θ
Kigoriak	0.13	1.1	1.042	0.075	1.07	0.91
M.V. Arctic	0.05	0.91	0.80	0.075	0.81	0.77
Barge	0.04	1.61	1.18	0.12 - 0.18	1.3 - 1.6	0.81 - 0.89

4.0 FULL SCALE DATA ANALYSIS

4.1 Analysis Approach

The procedure shown in Fig. 3 was employed in analysing the full scale ramming test data of the M.V. Kigoriak.

In this procedure, the bending moment and shear force diagrams were determined from the normal and shear strain measurements by integration over the

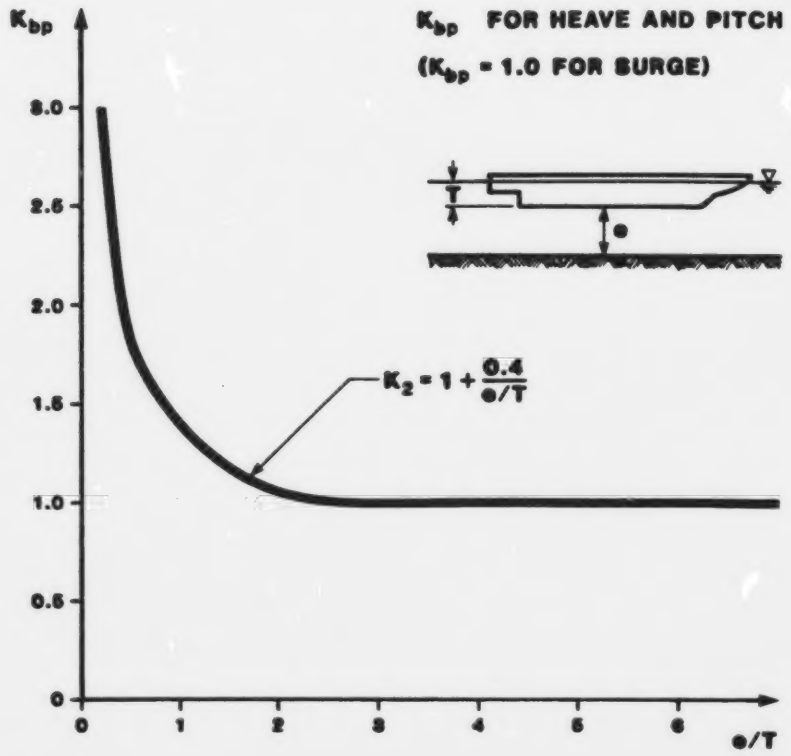


Fig. 1 Bottom Proximity Effect

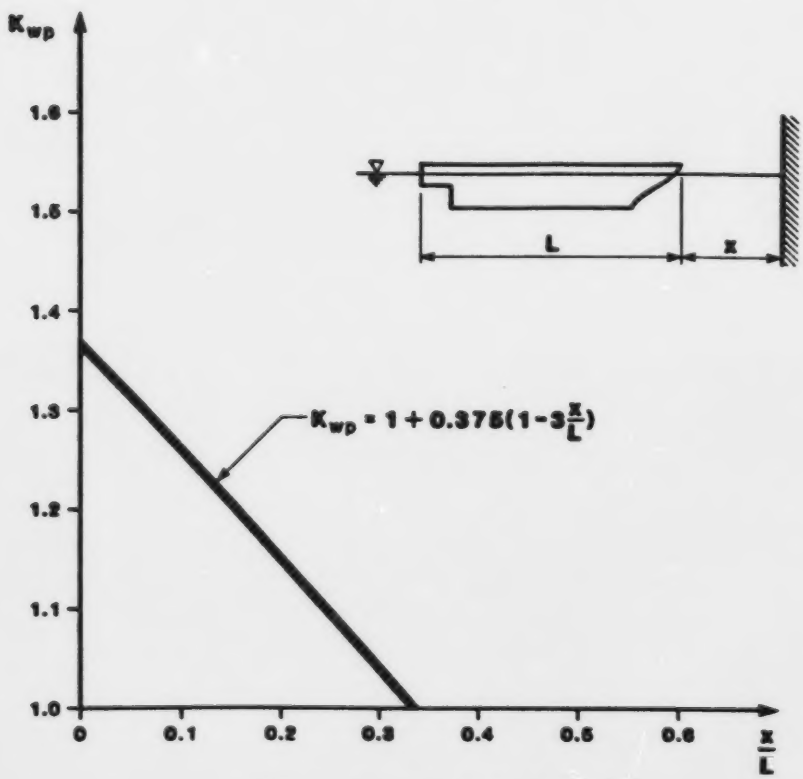


Fig. 2 Ice Proximity Effect

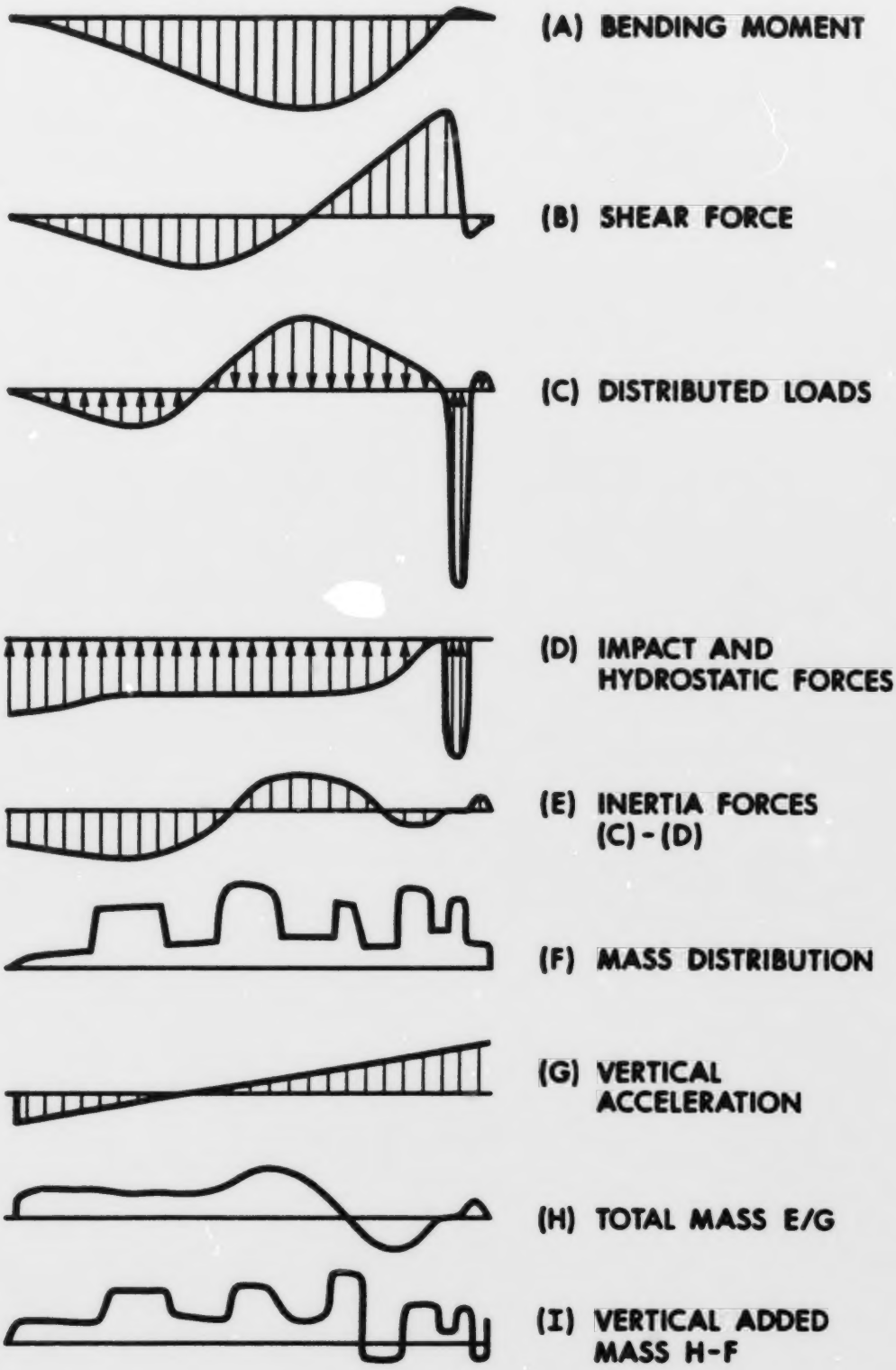


Fig. 3 Added Mass Calculation From Full Scale Data

cross sectional area of each of the instrumented hull girder sections. The resultant distributed load acting over the length of the hull girder was calculated by differentiating the shear force.

This distributed load is the sum of the inertial loads and the change in hydrostatic loads. The inertial forces are then calculated as the difference between the calculated distributed load and the change in hydrostatic forces. This change is not significant during the impact phase and is only important during the beaching phase.

The accelerations $\ddot{Z}(x)$ along the hull are calculated as follows:

(a) Calculate the bow and stern vertical accelerations due to hull flexing (deflection).

(b) Substract the flexing accelerations from the measured bow and stern accelerations to obtain the rigid body acceleration components at the bow and the stern.

(c) The acceleration at any point along the hull is then given as a rigid body component calculated using linear interpolation between the bow and stern values and the flexing accelerations calculated from the differentiation of the deflection twice with respect to time.

The unit added mass at any segment of unit length of the hull is calculated using the relationship

$$m_{az}(x) = \frac{q_i(x)}{\ddot{Z}(x)} - m_s(x) \qquad (8)$$

where $m_s(x)$ is unit mass of the ship at location x.

The deflection of the hull girder was calculated using the method of elastic weights and conjugate beam analogy. In this method the bending moment is assumed to represent a loading condition on the conjugate beam of the hull girder which is a

fixed-fixed beam representing the free-free hull girder. The bending moments due to this elastic loading condition is called the elastic bending moments and give the deflection of the beam due to the bending moment considered.

4.2 Results

Only a sample of the available full scale data was analysed. Fourteen Kigoriak rams were reanalysed for establishing the time variation of added mass. Figures 4 and 5 show sample results obtained from ram KR 369. Figure 4a shows the time history of the measured vertical bowforce. This force is estimated from measured shear and normal strains at several sections along the hull and is estimated to have an error bound of about ± 20 per cent.

The accelerations shown in Fig. 4b are those calculated at frames 27 and 12 using the measured bow and stern accelerations and the flexing accelerations according to the procedure described earlier in this section.

The hull girder was divided into 10 sections and the vertical added mass associated with each section was calculated at every time instance. The values at time step No. 34 (t = 0.86 s) are plotted in Fig. 4c.

It should be noted that the calculated vertical added masses were reasonable except at the moments in time and locations along the length of the ship where the vertical accelerations approaches the zero value. This is due to the fact that the force is divided by the acceleration to obtain the total mass which was then reduced by substracting the actual mass to obtain the added mass component.

Therefore, the analysis of the data had to be carried out with great care in order to be able to disregard these numerically unstable regions. Theoretically, the force at the location or instant when the acceleration diminishes should also be zero. The error in the force calculations gives rise to nonzero values for the force which in turn give unrealistically high added mass values. In addition, the accelerations themselves do not purely measure the global response being influenced by local structural vibrations.

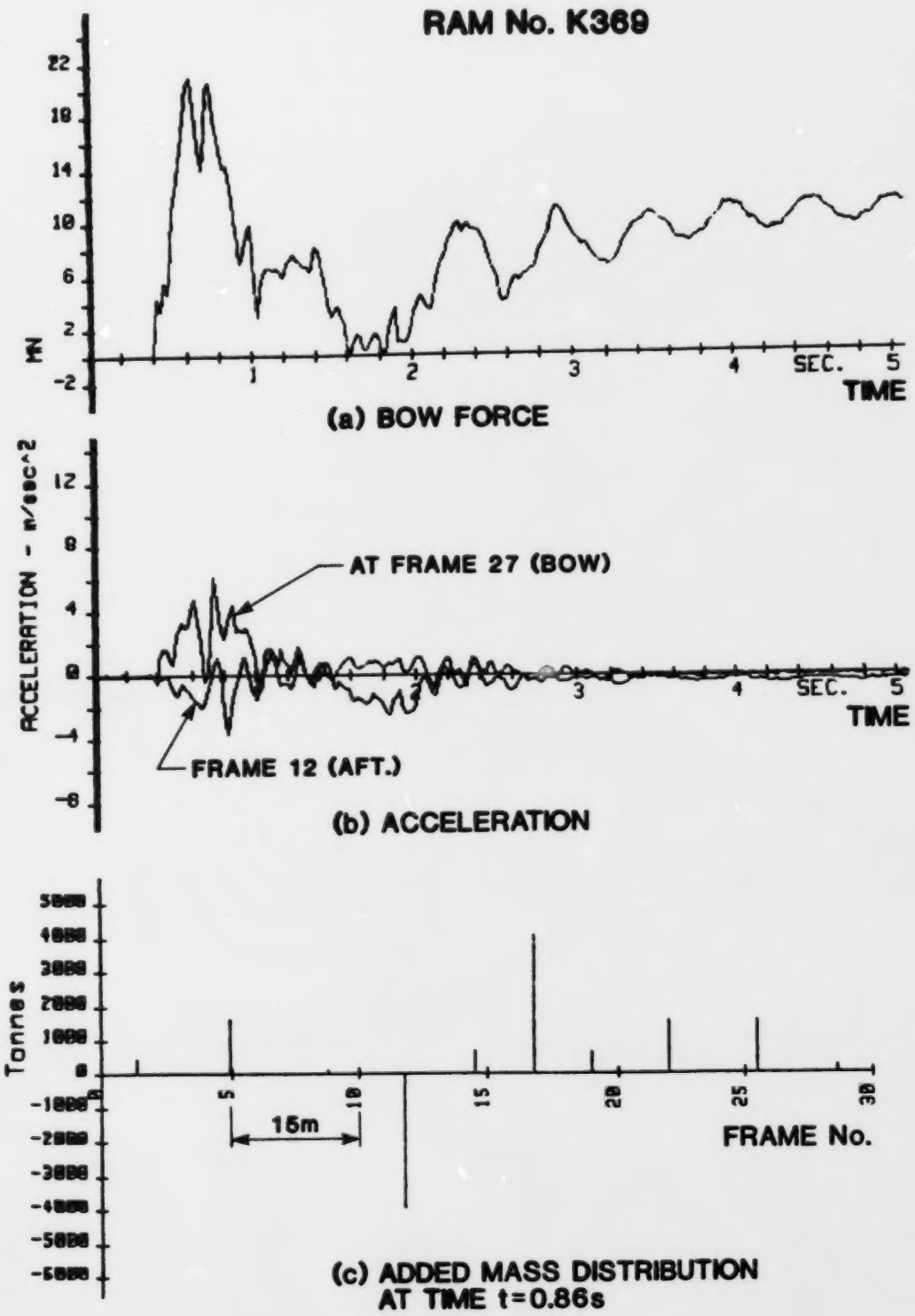


Fig. 4 Added Mass Variation Along the Hull (KR 369)

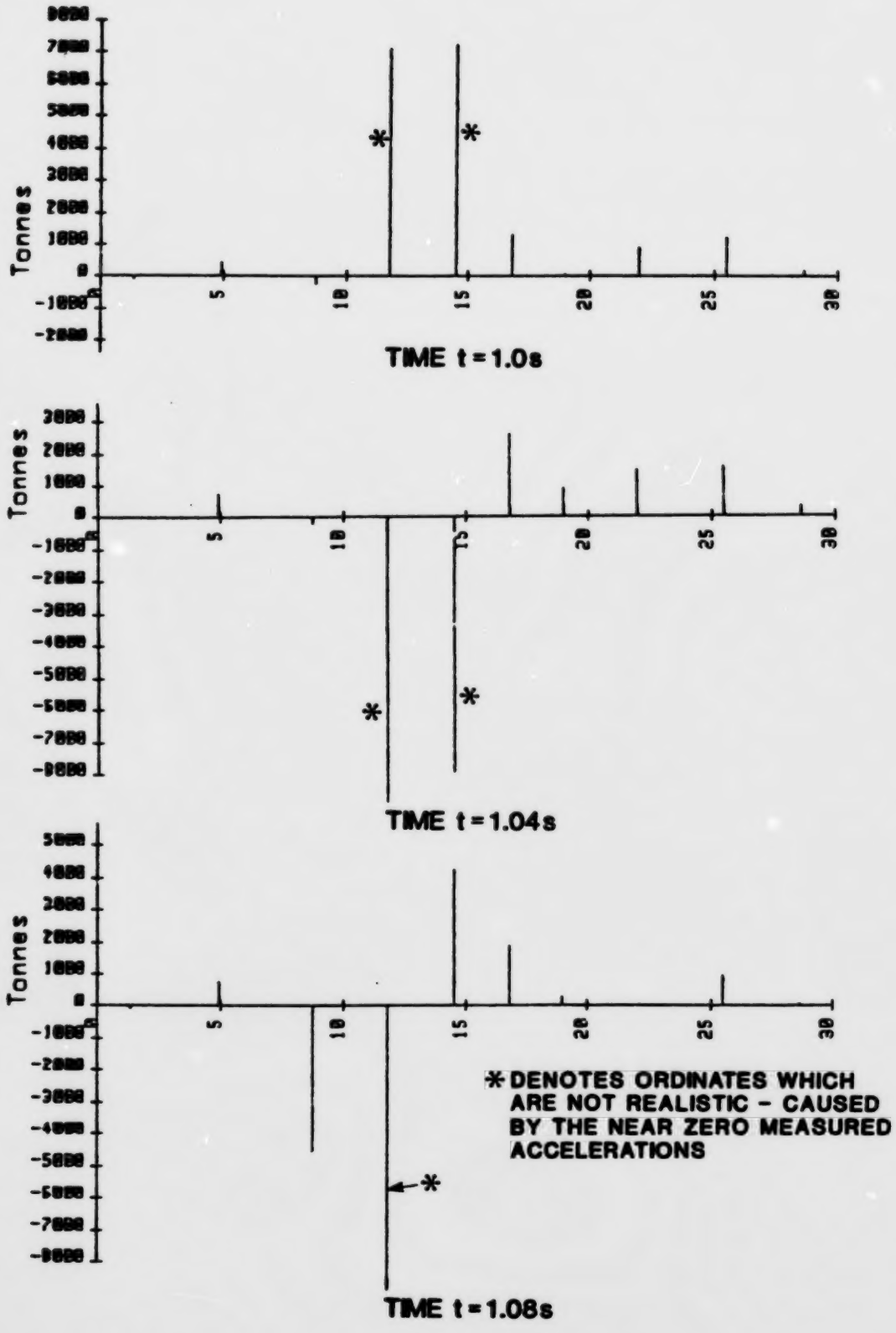

Tonnes
TIME t = 1.0s
Tonnes
TIME t = 1.04s
Tonnes
* DENOTES ORDINATES WHICH ARE NOT REALISTIC - CAUSED BY THE NEAR ZERO MEASURED ACCELERATIONS
TIME t = 1.08s

Fig. 5 Time Dependence of Added Mass (KR 369)

A Fourier Transform analysis could be employed for identifying and filtering out these frequencies from the measurements. It was not however possible to carry out this work within the scope of the present study.

Figure 5 shows the variation of the added mass within three time steps with 0.04 s time step. The figure shows significant fluctuations within this short time period. The same observation was noted from the model test results.

5.0 MODEL TESTS

5.1 Model Test Program

A model testing program was designed utilising a 1:50 scale model of the M.V. Arctic and 1:22.5 scale model of the Kigoriak. The tests were carried out at the National Research Council Institute for Marine Dynamics facilities, towing tank M-22, in Ottawa.

Each model was instrumented for measuring the following (13 channels):

(1) Wave height - capacitance wave probe.
(2) Horizontal Impact Force - two component force dynamometer.
(3) Vertical Impact Force - two component force dynamometer.
(4) Velocity - carriage speedometer.
(5) Bow vertical acceleration - vertical accelerometer.
(6) Trim angle - angle transducer.
(7) Surge acceleration - horizontal accelerometer.
(8) Stern heave acceleration - vertical accelerometer.
(9) Heave displacement at C.G. - Ultrasonic heave transducer.
(10) Hull pressure at bow - pressure transducer.
(11) Midbody pressure - pressure transducer.
(12) Midbody pressure - pressure transducer.
(13) Stern pressure - pressure transducer.

The existing carriage based system was used for acquiring data. The Data Aquisition system comprised:

(1) DEC PDP-11/34.
(2) HP 2648A interactive graphics terminal.
(3) HP 2631G serial line printer with graphics.
(4) DEC RK05F 5 megabyte fixed cartridge disk drive.
(5) DEC RX01 dual floppy disk drive.
(6) DEC KW11-K dual programmable realtime clock.
(7) Neff 620-100 64 channel analog signal processor.
(8) DEC IB-11 IEEE-488-1975 (GP1B0.
(9) HP 59309A HR1B digital clock.
(10) Instrumentation cable.

The following equipment was designed, fabricated and installed for the tests:

(1) Adjustable false bottom, suspended from four winches so that it could be raised and lowered from the water surface to the tank bottom.
(2) Ramming platform, to span the tank at water level, suspended from the brake rails at the end of the tank. Incorporating adjustable mounting arrangement for impact dynamometer and simulated ice floes.
(3) To component impact force dynamometer with clamping arrangmeent for foam blocks of different crushing strengths.
(4) Adjustable simulated ice floes to mount onto ramming platform.
(5) Impulse apparatus to apply a single vertical impulse at the bow or horizontally at the C.G., together with a strain gauged load cell to determine impulse magnitude and duration.

Two types of tests were carried out: free motion tests, and forced motion tests.

Two types of forced motions were applied:

(a) Single forced impulses of differing time history were applied to each model and their response recorded to determine the effects of: forward speed, bottom proximity, and floe thickness. The test arrangement for forced motion tests is shown in Fig. 6.

(b) Ramming:

A two component dynamometer was placed in the adjustable ice floe platform model at water level on the centreline of the tank. The ramming test arrangement is shown in the photographs of Fig. 7.

For each model the test series were similar with the model being towed at 5, 10 and 15 knots equivalent speeds to be released just prior to ramming the dynamometer containing simulated ice of various compressive strengths.

Ramming tests werre repeated to determine the effect of: forward speed, bottom proximity, floe thickness, floe compressive strength, and floe surface friction.

5.2 Model Test Data Analysis

Equations based on free oscillation theory of a single degree of freedom system were used in order to calculate the added mass and damping coefficients from the free oscillation tests. The equation of motion is given by:

$$m_o (1 + \lambda) \ddot{x} + c \dot{x} + Kx = o \qquad (9)$$

Tha damping ratio ξ and the added mass coefficient λ are given by:

$$\xi = (1 + \frac{4\pi^2}{\delta^2})^{-\frac{1}{2}} \qquad (10)$$

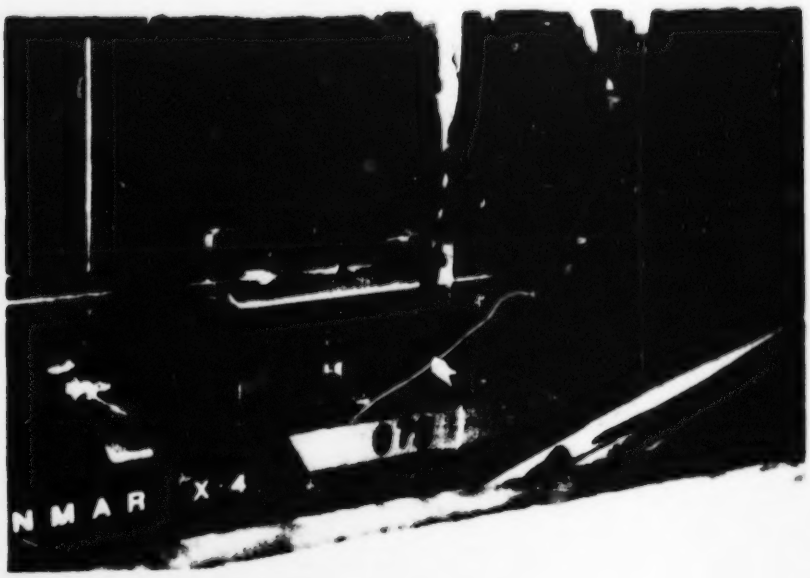


Fig. 6 Test Arrangement for Forced Motion Tests

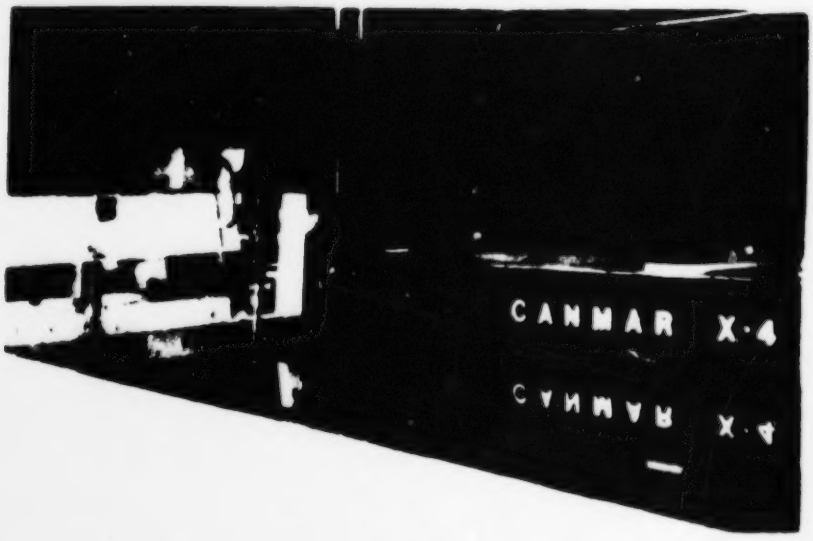


Fig. 7 Ramming Test Arrangement

$$\lambda = \frac{k/M_o}{(\frac{\delta}{\xi T_D})^2} - 1 \tag{11}$$

where ξ is the ratio between the damping coefficient c and the critical value c_{cr} at which the model does not oscillate, δ is the logarithmic decrement defined as the natural logarithm of two subsequent amplitudes, x_1/x_2, on eperiod, T_D apart. The effective added mass coefficients are calculated for the impulse and ramming tests using the relationships

$$\lambda_x = \frac{F_x}{m_o \ddot{x}} - 1 \tag{12}$$

$$\lambda_z = \frac{F_z - K_z z}{m_o \ddot{z}_G} - 1 \tag{13}$$

$$\lambda_\theta = \frac{M - K_\theta \cdot \theta}{I_0 \ddot{\theta}} - 1 \tag{14}$$

where

$M = F_z L_b$ is the moment of the impact force about the C.G.,

F_x and F_z are the impact horizontal and vertical forces, L_b is the distance from the location of F_z to the centroid, $\ddot{x}$, $\ddot{z}_G$, and $\ddot{\theta}$ are the surge, heave and pitch accelerations. The C.G. vertical acceleration and the pitching acceleration are calculated from the bow and stern vertical accelerations. The stiffness coefficients K_z and K represent the restoration forces due to heave and pitch.

Table 3 gives an overview of the tests carried out on both the M.V. Arctic and the Canmar Kigoriak models.

TABLE 3
Model Tests

Vessel	Test No.	Type of Test	No. of Runs
M.V. Arctic	3845	Impulse/No Floe	22
	3847	Impulse/No Floe	32
	3848	Impulse/Floe	24
	3855	Impact/3.5 MPa	27
	3856	Impact/14 MPa	28
	3857	Impact/35 MPa	13
M.V. Kigoriak	3858	Impact/4.7 MPa	30
	3859	Impact/9.3 MPa	31
	3860	Impact/15.5 MPa	12
	3861	Impulse/No Floe	22
	3862	Impulse/Floe	24

5.3 Results

Initially the plan was to analyse the data in the time domain to arrive at the added mass at each instant of time throughout each impact scenario. However, it became evident during this exercise, Table 4, that such an approach requires computer and manpower resources which are significantly larger than those available for this project. Therefore, a simpler yet efficient approach was adopted which utilized the capabilities available within the personal micro computer industry. This was achieved by employing an IBM Personal Computer and the Lotus 1.2.3 software package.

Tests No. 3856 and 3848 for the M.V. Arctic were analysed in detail, as samples of the ramming and forced motions tests. Similarly tests No. 3859 and 3862 were analysed for the M.V. Kigoriak. A sample data set for impact Run No. 2 of test No. 3856 of the M.V. Arctic is shown in Figure 8.

TABLE 4

Heave Added Mass Coefficients (Test 3862, Run 2)

Count I	Time (s)	Total Force F_z (N)	Hydrostatic Force K_z (N)	C.G. Acceleration $\ddot{z}$ (m/s^2)	Added Mass Coefficient λ_z
106	2.12	-4.9127	-25.7649	-0.0636	-0.4585
107	2.14	-4.9127	-9.1617	-0.0512	-0.8611
108	2.16	9.5649	4.7135	-0.0042	0.9384
109	2.18	-4.9127	-19.5679	-0.0007	36.0967
110	2.20	-4.9127	-7.1799	-0.0281	-0.8650
111	2.22	118.9002	-12.3842	-1.0350	-0.8005
112	2.24	530.7682	-5.1969	-0.4172	1.1518
113	2.26	907.1779	-3.7108	-0.1266	11.0542
114	2.28	1037.9452	-7.4278	-0.9905	0.7678
115	2.30	747.9616	0.2535	-0.2436	4.1407
116	2.32	328.0936	17.0967	-0.1302	3.0000
117	2.34	-4.9127	43.1120	-0.4218	-1.1907
118	2.36	-178.6910	53.7733	0.2987	0.3037
119	2.38	-236.5700	44.3514	0.0715	5.5800
120	2.40	-236.5700	71.8589	0.1738	1.9729
121	2.42	-178.6910	90.1972	0.0686	5.5665
122	2.44	-62.8251	97.1282	0.1857	0.4426
123	2.46	53.0016	102.8318	-0.2481	-1.3365
124	2.48	168.7792	119.4253	0.0960	-1.8608
125	2.50	313.5748	122.7103	-0.2340	0.3664
126	2.52	414.9121	132.8961	-0.0624	6.5907
127	2.54	429.4309	157.3654	-0.0943	3.8334
128	2.56	458.3704	167.2324	-0.0986	3.9458
129	2.58	458.3704	178.6638	-0.0370	11.6487
130	2.60	458.3704	185.2819	-0.1192	2.8366
131	2.62	443.9497	189.4935	-0.1258	2.3874
132	2.64	443.9497	199.7215	-0.0402	9.1885
133	2.66	429.4309	227.7584	0.0351	-10.6154
134	2.68	429.4309	242.5590	0.0371	-9.4460
135	2.70	443.9497	246.5299	0.0636	-6.1994
136	2.72	458.3704	278.7783	-0.0791	2.8014
137	2.74	487.3099	284.9152	-0.0062	53.6604
138	2.76	516.2494	337.4994	0.0187	-16.9933
139	2.78	530.7682	312.7114	0.0547	-7.6820
140	2.80	545.2870	354.5862	0.0547	-6.8437
141	2.82	545.2870	321.1345	-0.0196	18.1250
142	2.84	545.2870	375.1627	0.0380	-8.4898
143	2.86	545.2870	346.6445	0.0556	-6.9887
144	2.88	559.7077	356.2709	0.0826	-5.1276
145	2.90	545.2870	349.1714	0.0553	-6.9380

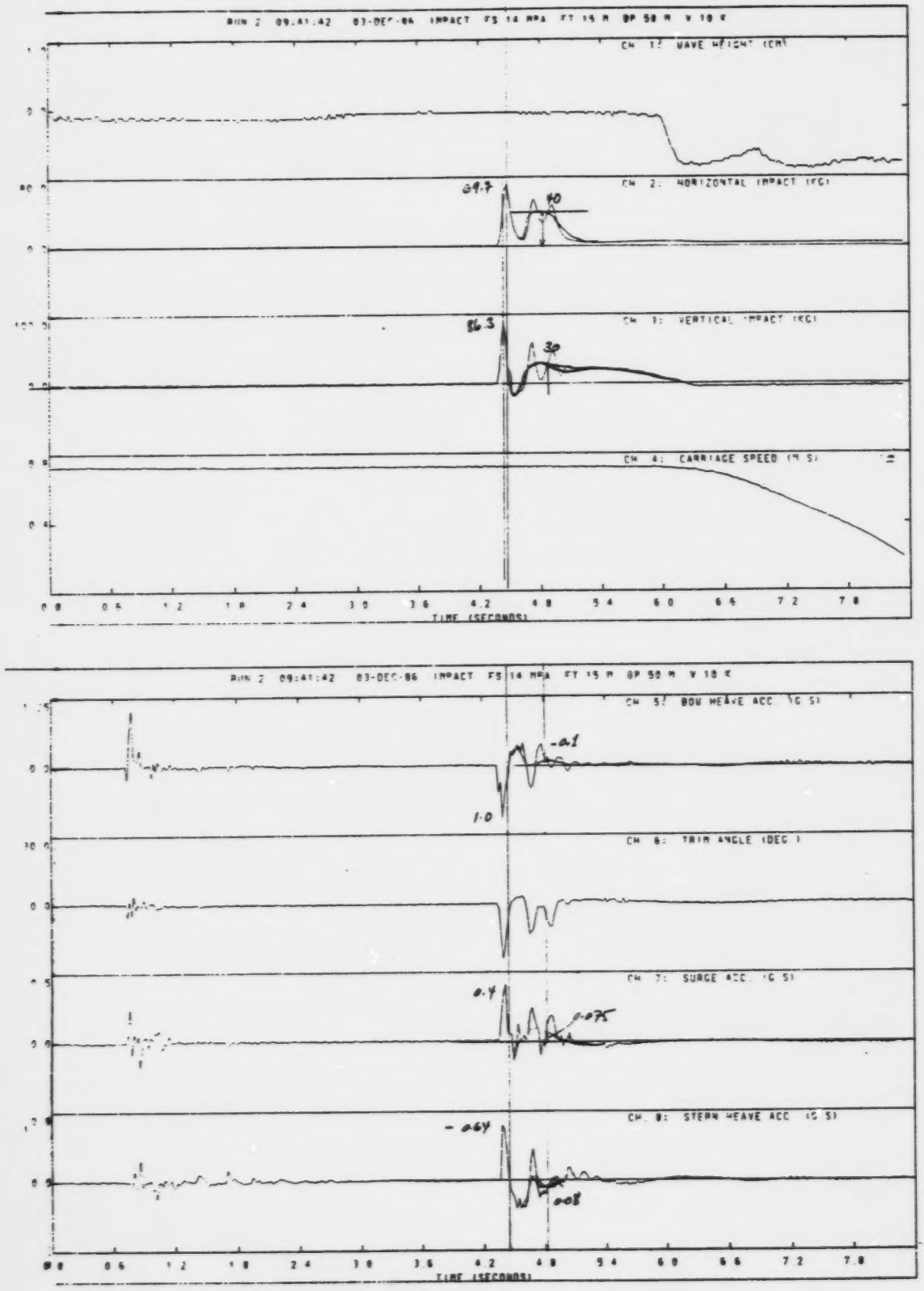

CH 1: WAVE HEIGHT (CM)
CH 2: HORIZONTAL IMPACT (G)
CH 3: VERTICAL IMPACT (G)
CH 4: CARRIAGE SPEED (M S)
CH 5: BOW HEAVE ACC (G S)
CH 6: TRIM ANGLE (DEG)
CH 7: SURGE ACC (G S)
CH 8: STERN HEAVE ACC (G S)
TIME (SECONDS)

Fig. 8 Signals for Ram 2 of Test 3856 of the M.V. Arctic

Ramming and impulse test results are plotted in Figs. 9, 10 and 11. The added mass coefficients are plotted against the bottom proximity as the abscissa.

It should be noted that the calculated impact and beaching phase added mass coefficients are in fact effective values since the equations employed neglect to exclude the damping and drag forces and time dependency effects.

The heave added mass coefficients exhibit high degree of variability similar to that noted in Table 4 which were obtained during the analysing of the time variation of heave added mass. Again, the reasons for this variability may be the following:

(a) The small value of the acceleration at the C.G. which is close to the point of rotation.

(b) The contamination of the accelerometer signal with undesirable frequencies.

(c) The inaccuracies in the measured vertical force due to the damping effect in the foam causing time lag between measured forces and response. The fact that the calibration of the dynamometer was carried out using static loads. A dynamic magnification effect may be important.

The pitch added mass coefficient appears to be the only coefficient that is consistently reasonable. This may be due to the fact that it is less sensitive to the errors involved in the measured accelerations and forces due to the larger values of the difference $\ddot{z}_b - \ddot{z}_s$ between the bow and stern accelerations and the pitching moment $F_z L_b$ about the C.G., compared to the values of z_G and F_z used in calculating the effective heave added mass coefficient. Figure 9 shows the surge, heave, and pitch added coefficients plotted against the bottom proximity.

The results from the M.V. Arctic Impulse tests are shown in Fig. 10. After the application of an impulse pertaining to surge, heave or pitch motions, both the impulse and the free vibration phases are used to calculate the added mass coefficients. The pitch impulse gives rise to both heave and pitching vibrations due to the application of a vertical force at the bow to incite this type of motion. The force

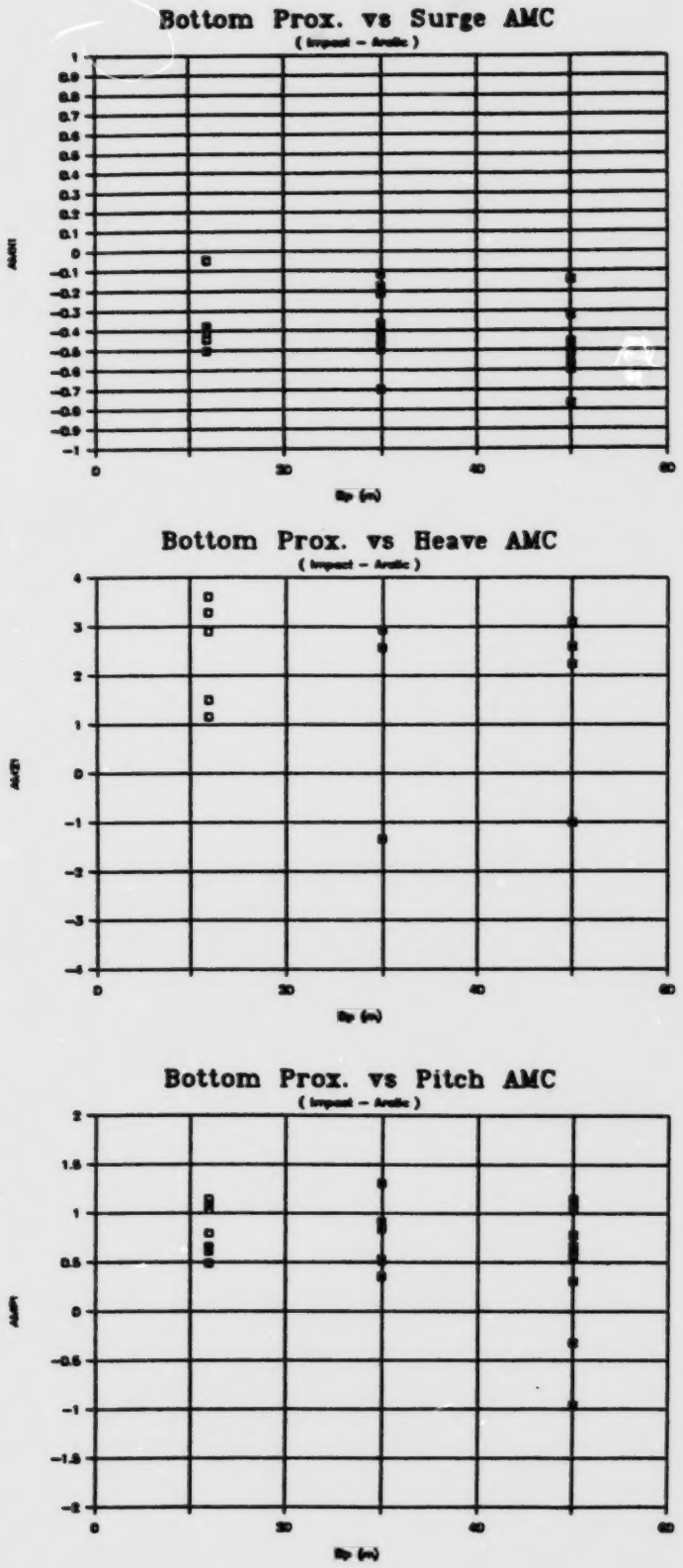
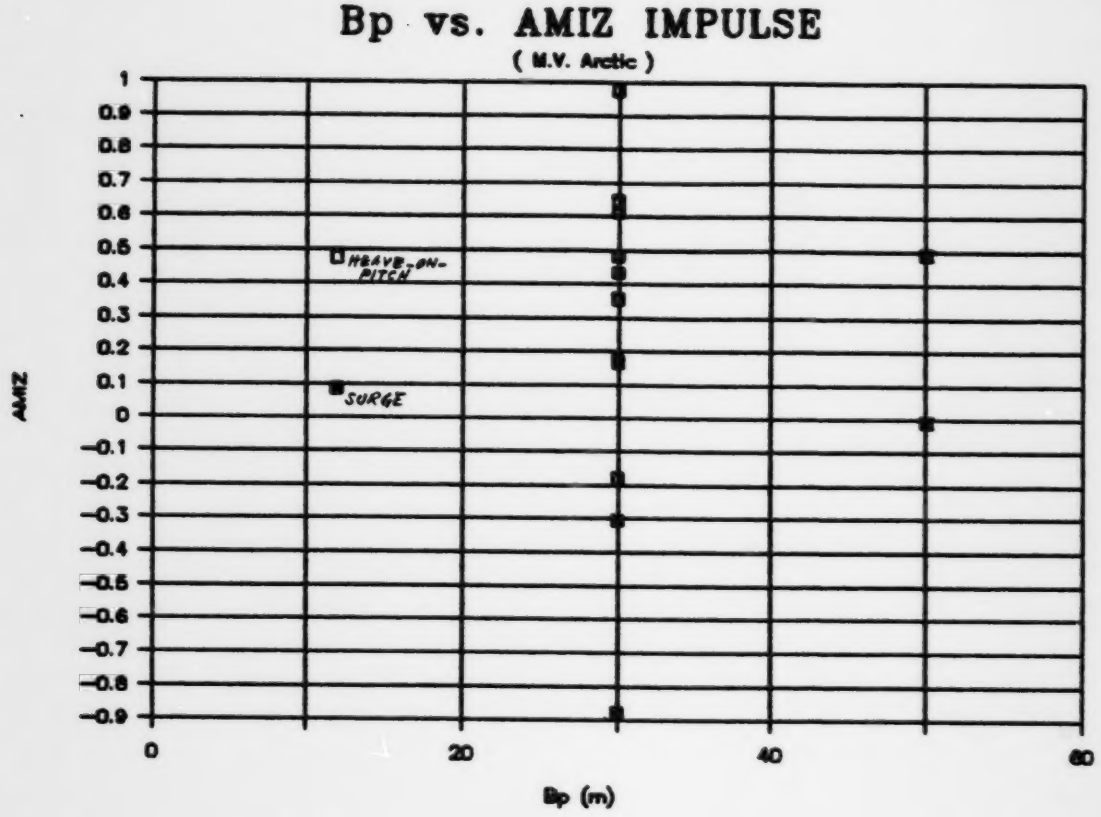


Fig. 9 Impact Added Mass Coefficients (M.V. Arctic)



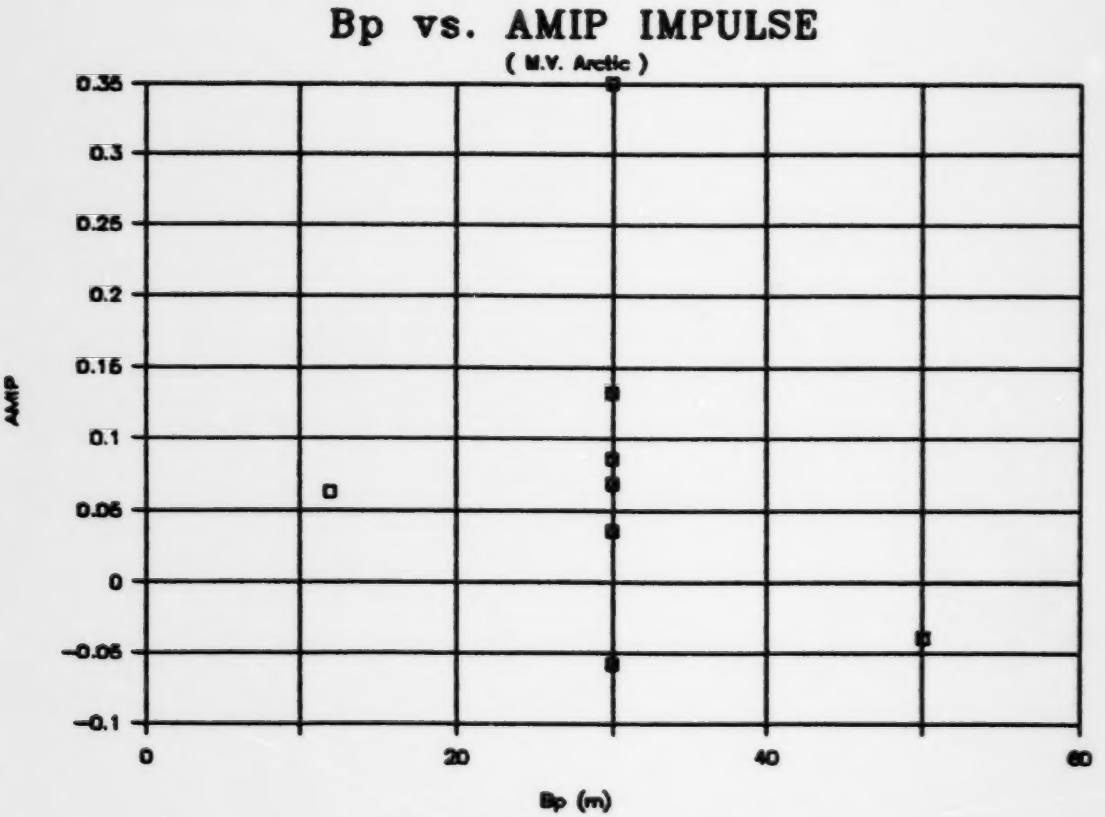
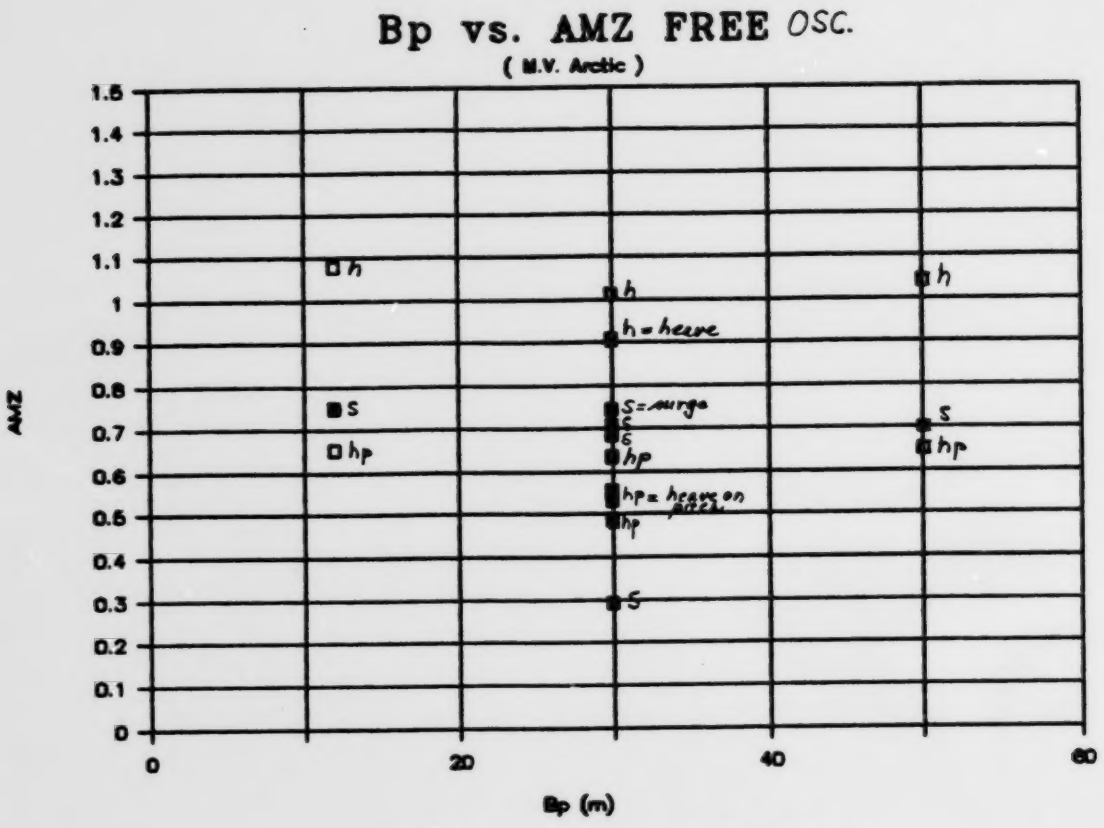


Fig. 10 Added Mass Coefficients at Impulse Peak Force (M.V. Arctic)



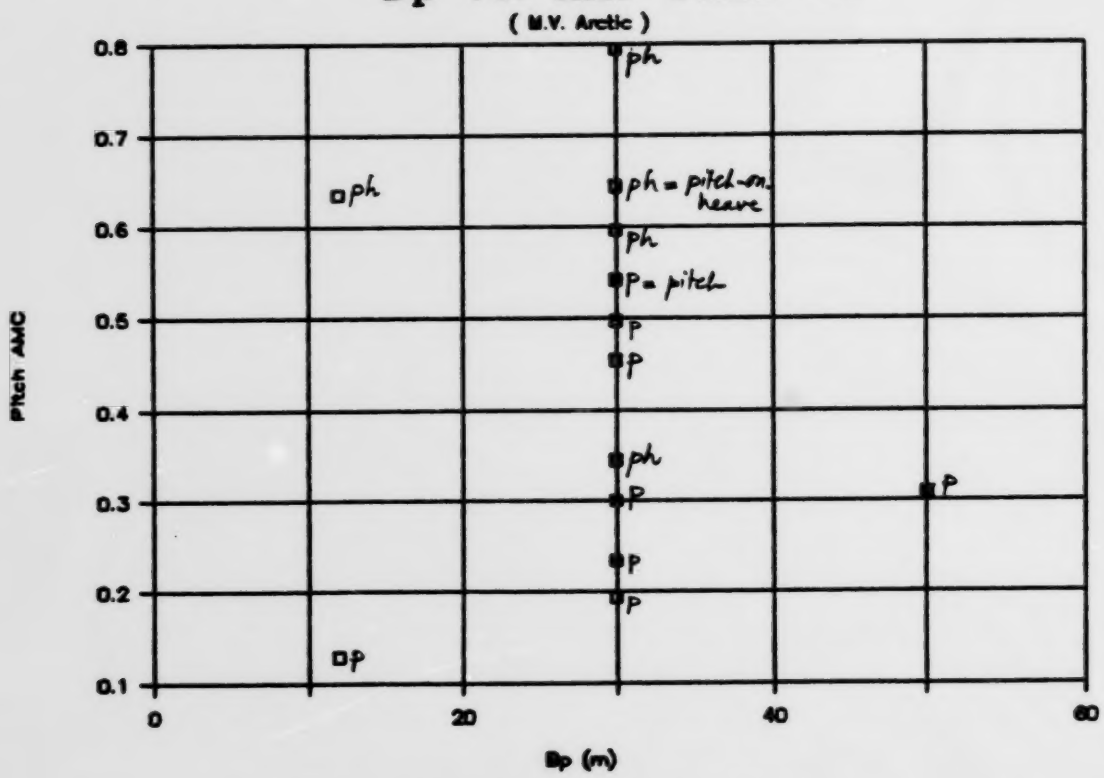


Fig. 11 Added Mass Coefficients after Impulse During Free Oscillations (M.V. Arctic)

time history was measured in case of the surge and pitch impulse. In heave, the vertical force applied at the C.G. was applied by pushing the model manually into the water and therefore, the vertical force was not measured.

In the free vibration phase following the impulse, the added mass coefficients were calculated and are plotted in Fig. 11. The results show that the heave added mass coefficients are the highest ranging between 0.9 and 1.1 while the pitch added mass coefficients show more scatter falling between 0.2 and 0.55. The coupling coefficients between surge and heave or surge and pitch were found to be very small and were therefore neglected. On the other hand, the coupling coefficients between heave and pitch were found to be significant ranging from approximately 0.35 to 0.65. The results show that the heave-on-pitch and pitch-on-heave values are comparable.

Figure 12 shows the damping ratios calculated during the free vibration response. The results show that the damping increases as the bottom proximity decreases due to the higher resistance to ship motion in restricted waters. The figure also shows that the damping ratio is highest for the heave motion and lowest for the surge motion. The heave damping coefficient is strongly dependent on the bottom proximity and ranges between 0.1 and 0.26. The surge damping ratio was independent of the bottom proximity and ranged between 0.02 and 0.12. The pitching damping ratios are dependent on the bottom proximity in a similar way to heave. The pitching damping ratio ranged between 0.13 and 0.24. The coupling damping ratio for pitch-on-heave is significantly smaller than for heave-on-pitch. This is due to the fact that the pitching motion induced was not pure pitching and included a significant heave component as described earlier in this section.

The presentation for the results from the Kigoriak model tests follows the same lines adopted for the M.V. Arctic. In addition, Fig. 12 gives a more detailed analysis of a sample set of the model tests extracted from Test No. 3862. This was carried out in order to study the dependence of added mass coefficient on the bottom proximity, distance to ice floe, and floe thickness. These results show the surge added mass coefficient is less sensitive to these parameters and is significantly smaller than the heave, pitch and heave on pitch added mass coefficients. For the range of ice

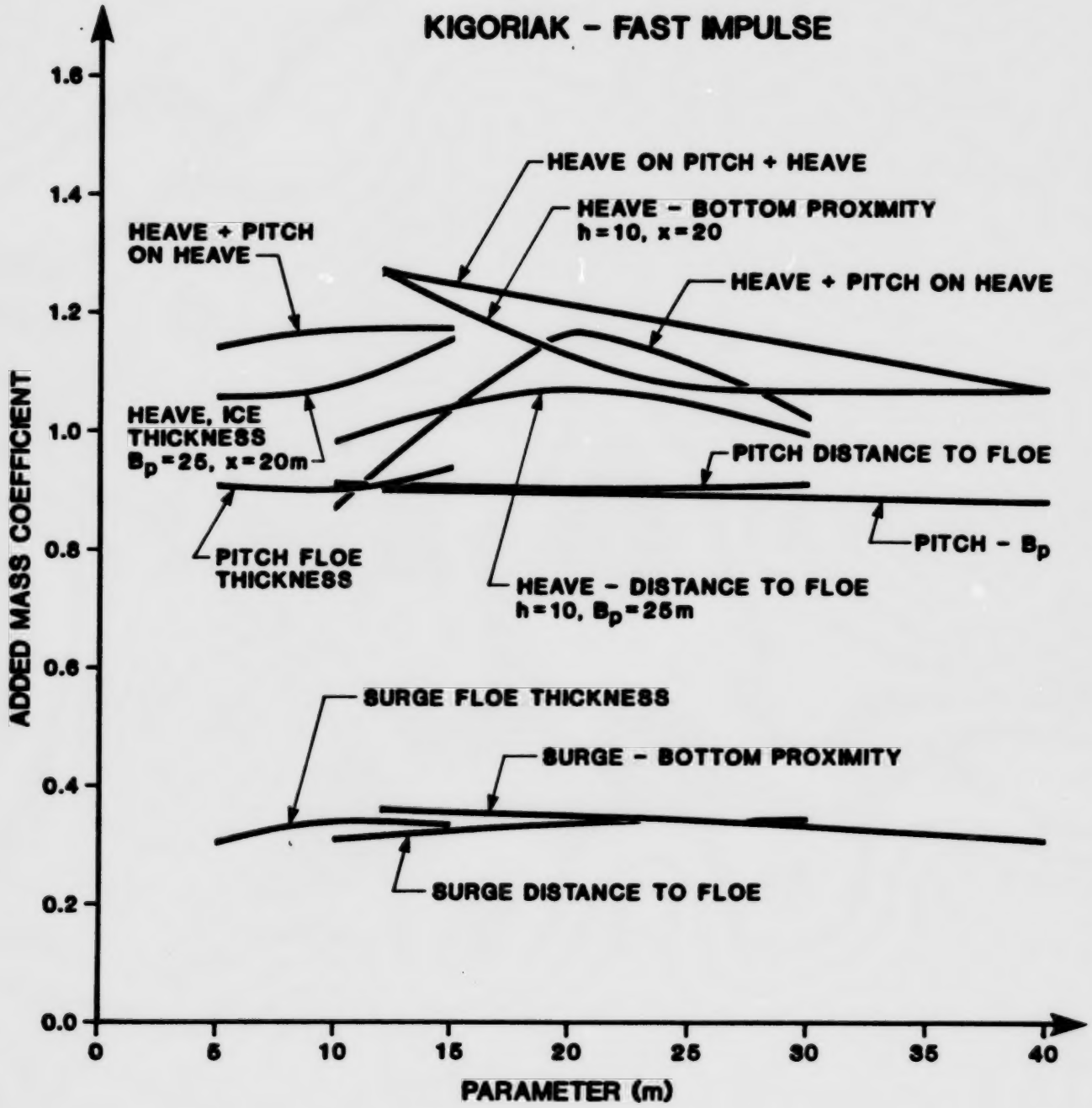


Fig. 12 Added Mass Dependence on Bottom Proximity, Ice Thickness, and Distance to Ice

thicknesses considered 5 to 15 m, the effect of ice thickness on the pitch and heave added mass coefficients is below per cent and is therefore considered insignificant. These results indicate however that both the distance to floe and bottom proximity are of a significant influence on the added mass ranging between 10 and 30 percent.

6.0 FINITE ELEMENT MODELLING

6.1 Idealization

Since the added mass influences both natural frequencies and mode shapes it is appropriate that for each case wherein a change in added mass is foreseen that the natural frequencies and mode shapes are established. Ordinarily this would require an enormous amount of computation. The adoption of a superelement approach, available in SESAM 69 (DnV proprietary software) allows the problem to be made more tractable.

For the coupled vibration problem both the hull flexibility equations and the flow equations have to be solved. The results of the analysis should yield as output the distribution of the hydrodynamic forces along the hull girder for each of the natural vibration modes of the coupled system.

The method employed to arrive at this result was to solve the coupled fluid-structure eigenvalue problem and back calculate the hydrodynamic forces. Results from a previous detailed three dimensional analysis of the dynamic response of the Kigoriak to ice ramming indicated that the lower modes were essentially beam like in character. Accordingly, it seemed reasonable to represent the main hull girder as an elastic beam of variable flexural rigidity EI, shear stiffness GA_s and axial stiffness AE. It was very important from a hydrodynamic viewpoint though that the three dimensional form of the hull was correctly represented so, rigid, massless frames defining the hull form were affixed to the flexible hull girder spine at main frame spacings (see Fig. 13). This figure also indicates the points of attachment of the buoyancy springs required to provide heave and pitch restoration, while a very light spring is shown affixed in the longitudinal direction at the aft most node point to

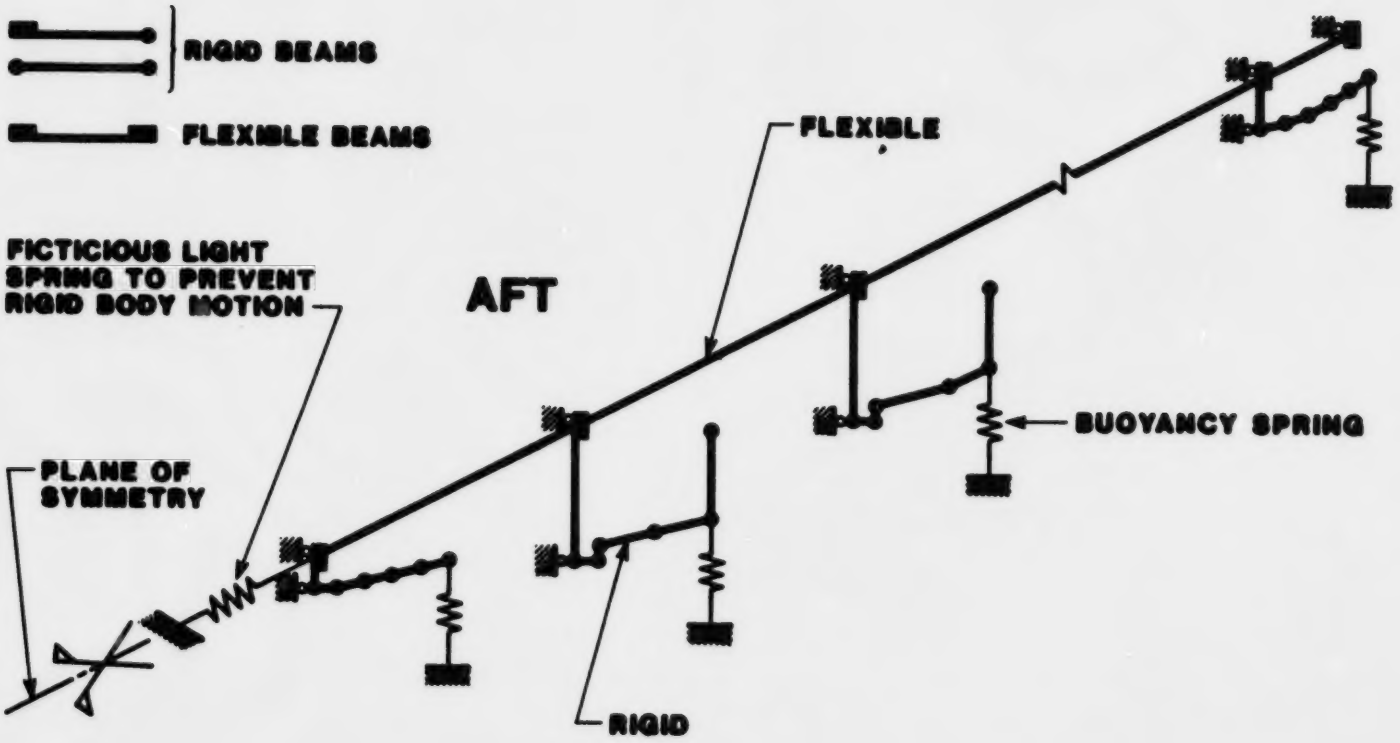


Fig. 13 Equivalent Beam Model of the Ship

prevent a singularity from occurring in surge. The imposition of a vertical plane of symmetry along the hull girder centreline effectively reduced the rigid body modes to those of surge, heave and pitch.

The fluid is idealized using the assumptions of irrotational potential flow theory, care being taken to ensure that at the fluid structure interface each structural node had a corresponding fluid node for attachment. A superelement technique is employed within SESAM 69 in order to optimize the size of the model and the computational efficiency.

The hydrodynamic mass matrix is given by the algebraic difference between the consolidated mass matrices computed for the wet and dry runs.

6.2 Results

The results for the first few frequencies of interest for this skeletal model vibrating in air are compared in Table 5 with results obtained from a far more sophisticated three dimensional representation of the vessel. It should be borne in mind that the objective of the exercise was to develop a simplistic three dimensional representation of the dynamic properties of a vessel having the hull form of the Kigoriak. Thus the results indicated in Table 5 are seen to be in reasonable agreement as to satisfy this requirement. Since a set of frequency results were available for an open water condition and given the budget constraint which enabled only one eigenvalue analysis to be performed with fluid coupling, it was decided to run the skeletal model in the presence of an ice floe 4.9 m thick. The natural frequencies for both wet and dry modes of the skeletal structure in the presence of an ice edge are shown in Table 6 together with computed values of added mass coefficients.

Figure 14 illustrates the distribution of hydrodynamic force in the longitudinal and athwartships direction for the first mode of the skeletal model of the Kigoriak hull, vibrating in air and in water in close proximity to an ice edge.

TABLE 5

Comparison of Natural Frequencies (Hz) for the Skeletal and Full 3D Idealisation of Kigoriak

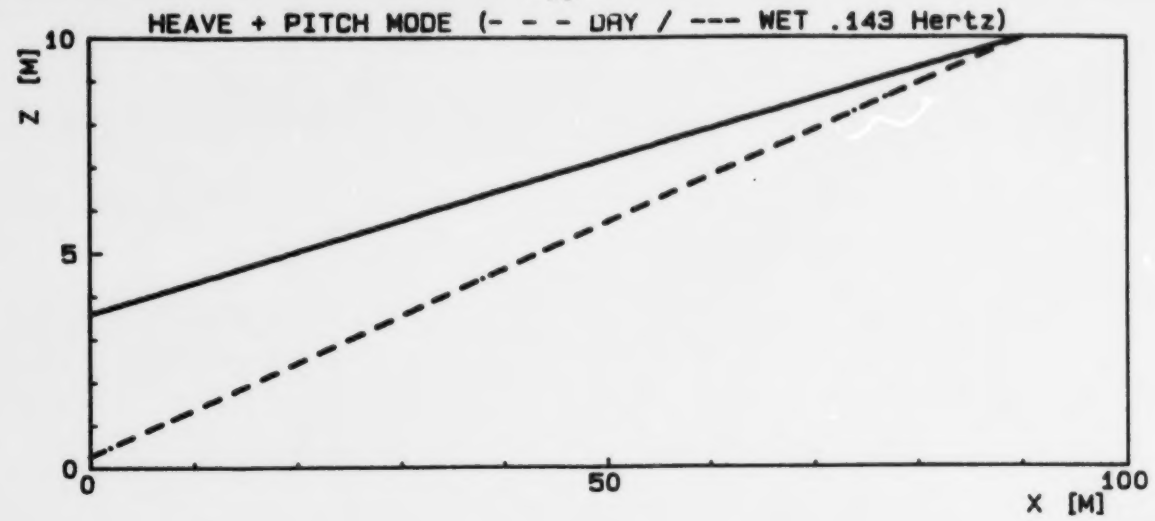
Mode No.		Added Mass Skeletal	Added Mass 3D Model Ref. (35)
1	Surge	0.026	0.04
2	Heave & Pitch	0.212	0.214
3	Pitch	0.26	0.271
4	2 node	4.31	4.01
5	3 node	9.499	8.39
6	4 node	15.049	13.36

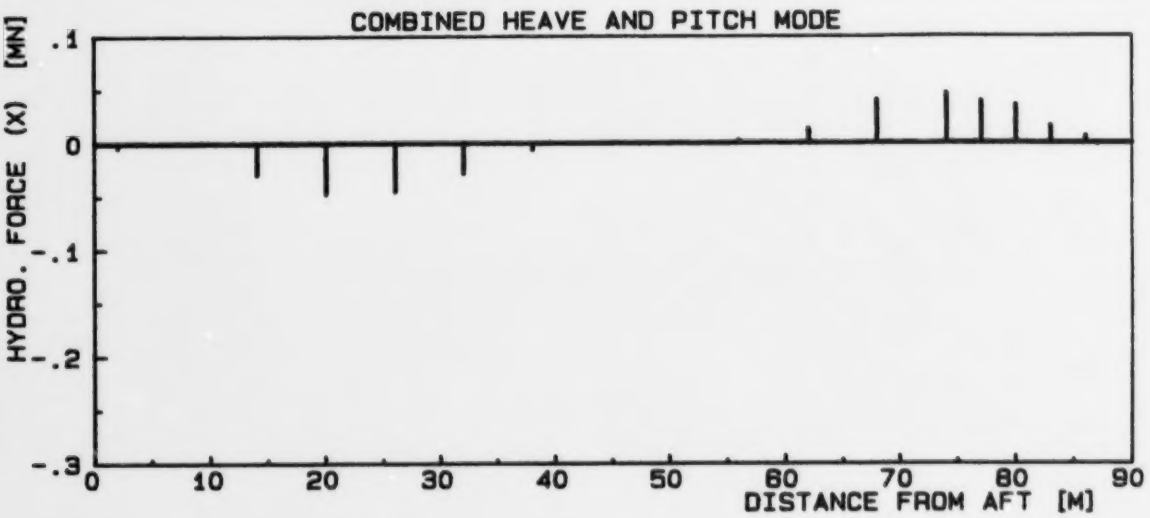
TABLE 6

Comparison of Natural Frequencies (Hz) for Skeletal Idealisation of Kigoriak In Air and Adjacent to a 4.9 m Ice Edge

Mode No.	In Air (Hz)	In Water* (Hz)	Added Mass λ	Remarks
1	0.026	0.025	0.082	Surge
2	0.212	0.144	1.167	Heave & Pitch
3	0.26	0.179	1.11	Pitch
4	4.31	3.253	0.76	2 node
5	9.499	7.551	0.58	3 node
6	15.049	12.4	0.47	4 node

* with an ice edge 4.9 m thick at bow.





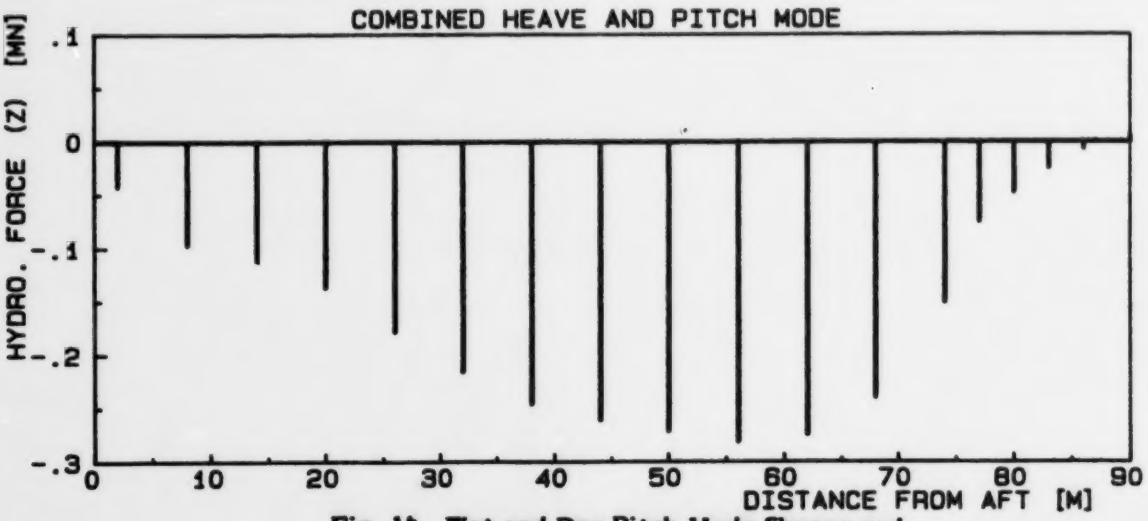


Fig. 14 Wet and Dry Pitch Mode Shapes and Distribution of Hydrodynamic Force - Open Water - F.E. Modelling of Kigoriak

The results showed that the surge and heave rigid body wet modes are not quite pure translations. The effect of the curved forward body form can be seen from the second set of graphs in both of these figures which illustrates the distribution of forces in the x direction, that is, across the ship. Ordinarily these athwartship forces would be self cancelling and are only picked up here because of the half plane symmetry used in the model.

If the vessel were to be given uniform rigid translational accelerations in each of the three orthogomal directions in turn there would be nine ensuing hydrodynamic forces produced on it as a consequence of fluid motion. The SESAM program produces these nine force components as a by product of the eigenvalue analysis. The forces are given below in Table 7 for both the skeletal model in the presence of an ice edge and compared with those obtained from the 3-dimensional vessel models.

TABLE 7

Comparison of Hydrodynamic Forces (MN) on the Kigoriak Hull due to Pure Unit Translational Acceleration in the Orthoginal Directions X, Y and Z

	Previous Model* (Open Water)			Skeletal Model (With Ice Edge)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
X	- 0.153	0 -	- 0.079	- 0.163	0.002	0.0185
Y	0	- 1.658	0	0.002	- 1.867	0
Z	- 0.0185	0	- 4.893	- 0.079	0	- 4.44

* Reference 11 of Main Report

As expected, the confining effect of the ice edge serves to increase the hydrodynamic force in all three rigid body modes. The increase is in the range 6 -10%.

Since the forces were produced by unit acceleration then the associated added mass values are numerically the same. Thus the hydrodynamic added mass in pure heave is 8.88×10^6 Kilograms (doubled because only half the hull is modelled). The actual displacement of the vessel during these analyses was taken to be 6806 tonnes thus indicating an added mass coefficient of 1.3 in pure heave.

7.0 COMPARISON OF RESULTS

The results from the analytical model development, the Kigoriak full scale data analysis, the model tests, and the Kigoriak finite element modelling have been presented in Sections 3.0 to 6.0. The comparison between these results is not straight forward due to the format differences in which each model presents the output results. However, it will suffice herein to compare the added mass values of the vessel in the rigid body modes prior to impact and at impact.

The analytical model (Secs. 2.2 and 3.2) predicts added mass coefficients of 0.05 for surge and 1.1 for heave and pitch. Coupling coefficients were predicted to be insignificant except for the pitch-on-heave value of - .013. The analytical model assumes these values to be applicable for both the approach and impact phases.

The full scale data gave vertical added mass coefficients at impact of 1.04 (average of the six rams presented in Fig. 38 - 43). This vertical coefficient is the superimposed effect of heave, pitch and flexible modes of vibration. The surge added mass coefficients vary between - 0.1 to 0.5 for a set of 16 rams analysed using peak impact forces and accelerations. The average value of 0.2 is reasonable.

The model tests did yield reasonable surge or heave added mass coefficients for the impact phase. The pitch added mass coefficient of 0.5 - 1.325 entails most of the data points. No reasonable added mass coefficients were possible to calculate during the beaching phase due to the small accelerations measured during beaching and the presence of a vibratory component in the acceleration signal. The impulse tests gave more reasonable values for the added mass coefficients. The maximum surge added mass coefficient measured was 0.1. The heave added mass coefficient of 1.66 was

measured due to an impulse applied in the bow. The max pitch added mass coefficients maeasured was 0.95. The values were estimated at the time of the peak force during the impulse. The oscillation tests from Impulse tests however gave much more reasonable values for the added mass coefficients.

The surge added mass coefficients measured in the free oscillation range were consistent and ranged between 0.3 and 0.34 (Runs 17 - 24, Test 3862). The heave added mass coefficients ranged beteen 0.98 to 1.5 with an average of 1.14. Pitching added mass coefficients were found to exhibit higher variation 0.42 - 1.82 with an average of 1.29. The coupling coefficients obtained from the model tests were observed to be significantly higher than predicted by the literature or analytical model. The heave tests gave rise to pitching added mass coefficients of 0.75 - 1.94 with an average of 1.49. The pitching tests gave heave added mass coefficients of 0.87 - 1.27 with an average of 1.11.

For comparative purposes the 3-D finite element model added mass coefficients obtained from the comparison of dry and wet frequencies for both the skeletal and a complex structural/fluid idealisation of the Kigoriak together with those obtained using the analytical approach adopted herein are given in Table 8. The agreement between the open water finite element and the analytical formulae of Sec. 2.2 which particularly for the rigid body and flexural modes is quite good. It would be more appropriate to compare the skeletal results in the presence of an ice edge with the same model in open water conditions since this would directly provide the effect of the ice edge on the added mass.

It is clear from Table 8 that the skeletal model is somewhat stiffer than the more rigorous three dimensional model. The added mass phenomenon is known to be frequency dependent and this, the presence of the ice edge plus the more detailed modelling of the fluid around the hull in the present project are considered to be the main reasons for the differences in the added mass coefficients between the skeletal and the previous fluid model.

TABLE 8

Comparison of Added Mass Coefficients for Kigoriak

Mode No.	Mode	Analytical Model (Secs. 2.2,2.3)	Full Scale Data (Sec. 2.3,3.3)	Model Tests (Sec. 2.4, 3.4)	Skeletal Model* (Sec. 2.5, 3.5)	3D (Ref.35)
1	Surge	0.13	0.20	0.0 - 0.34	0.082	0.09
2	Heave	1.1		0.98 - 1.94	1.2	1.18
3	Pitch	1.1		0.42 - 1.82	1.1	1.9
4	2-node	0.877	1.04 (Combined)		0.76	0.873
5	3-node	0.795			0.58	0.762
6	4-node	0.794			0.47	0.69

* with an ice edge

8.0 CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

8.1 Conclusions

The following general conclusions were drawn from the work:

(1) The present state-of-the-art is inadequate to provide a full description of the added mass for all phases of the impact process; namely the approach, impact and beaching phases. The presently available models give reasonable results for the open water behaviour.

(2) Analytical models based on ideal flow theory have been presented and are shown to give results comparable with the state-of-the-art. These models are not yet ready for direct application and require further development.

(3) The analytical investigations have yielded useful conclusions regarding the identification of the most significant parameters influencing the added mass.

(4) The surge added mass coefficient was found to be in order of 10 - 20 percent of the heave and pitching added mass coefficients which are of the same order of magnitude.

(5) The surge-heave and surge-pitch coupling coefficients are negligible in comparison with the heave-pitch coupling coefficient which was found to be significant.

(6) The added mass coefficients are strongly dependent on the waterline coefficient and the beam/draft and beam/length ratios.

(7) Ships having blunt bow and hull geometry exhibit higher added mass coefficients than ships with more flared geometries.

(8) The added mass varies considerably during the time history of the ram. This time dependence require further investigation in order to be fully understood.

(9) The added mass can be measured in full scale testing by employing an array of triaxial gyro stabilized accelerometers along the length of the ship in addition to hull strain gauges to measure the bow impact force.

(10) The vertical added mass is significantly influenced by the bottom proximity (water depth less the ship draft). The distance to the ice floe is of less importance though still significant.

(11) The ice thickness and ice strength do not seem to have any significant influence on the added mass.

(12) It was not possible, except manually, to obtain added mass coefficients from the full scale data analysis. This was due to the reliance on the acceleration measurements at only two points along the hull, at the bow and the stern, to determine the acceleration distribution along the vessel length. The errors in the estimated forces combined with the near zero accelerations give rise to unrealistically high added mass coefficients.

(13) The model testing program was successful in obtaining an extensive data base which is yet to be fully analysed. Approximately 30% of this data was partially analysed for the purpose of the present report. It must be emphasized that full analysis of this data is essential in order to further our understanding of this problem.

(14) Similar problems were encountered when analysing the model test data. The heave added mass values were considerably influenced by the small accelerations and also showed unstable behaviour.

(15) The model test data gave more reliable results for the pitch added mass values of the ramming tests. Reasonable added mass coefficients were calculated for all rigid body motions in the free vibration range of the tests.

(16) The finite element method of analysis was successfully employed to calculate the added mass distribution along the hull. This general method is believed to be the only theoretical way available which can efficiently include the effects of hull shape, ice and bottom boundaries of the geometry.

(17) The Det norske Veritas software package SESAM was employed in the three dimensional modelling of the Kigoriak, the surrounding fluid and the ice and bottom boundaries.

(18) More computer runs are required before conclusive results can be obtained and applied to the development of a reliable analytical model.

8.2 Recommendations

The work carried out in this project has resulted in several developments which are new in this field. However, a full realization of the benefits of the results of this project requires further work. The following recommendations are therefore made to specify the areas where further work would be most productive:

(1) A full analysis of the model test data collected should be made. This analysis would give a more accurate evaluation of the added mass coefficients and their time dependence and dependence on the parameters identified; namely bottom proximity, distance to floe, velocity, floe thickness and floe strength. The effect of friction should also be studied. Also, a Fast Fourier Transform analysis of the signals is recommended to identify the significant frequencies involved. A statistically based error analysis should also be carried out in order to predict the level of accuracy of the results. Statistical analysis of the data is also recommended.

(2) Analysis of the M.V. Arctic full scale data, similar to that conducted for the Kigoriak in the present study is recommended in order to fully compare the results for the two ships.

(3) Futher finite element runs of the Kigoriak model for various ice edge proximities thicknesses are required in order to more reliably determine the added mass dependence on the parameters identified in this study.

(4) Finite element modelling of the M.V. Arctic is recommended in order to complete the comparison between the two vessels since only the Kigoriak was modelled in this study.

(5) In tandem with 3 above it would be extremely valuable and cost effective to model simple form vessels varying only the bow shape and the hull dimensions and ice edge conditions.

(6) Refinement of the analytical model is required. Such refinement should be based on a more in depth analysis of the physical process of added mass.

(7) Further model tests using different hull forms would yield significant data that is needed for a more complete understanding of the dependence of the added mass on the bow shape and the size of the vessel. It should also be attempted to model the ice behaviour during impact in these tests.

(8) Damping has only been evaluated here for the free vibration tests. It would be of interest to determine the damping forces acting on the ship during the impact and beaching phases in order to confirm the expectation that damping forces are not significant during the ramming phase.

(9) Investigation of the influence of scaling laws on the prediction of added mass for large vessels.

(10) Development of a software package capable of interactively predicting the added mass and ship ice interaction forces for any ship ramming ice.

(11) Full scale testing is recommended in order to evaluate the added mass through the accurate measurement the interaction forces and the accelerations throughout the interaction and along the length of the ship.

Transports Canada
Développement

Transport Canada
Development

TP 8393F

Développement d'un modèle analytique de la masse hydrodynamique ajoutée d'un navire brisant la glace

Rapport sommaire

Préparé pour le
Centre de développement
des transports
Transports Canada

par

Det norske Veritas (Canada) Ltd.

MAI 1987

Canada

TP 8393F

DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE ANALYTIQUE DE LA MASSE HYDRODYNAMIQUE AJOUTÉE D'UN NAVIRE BRISANT LA GLACE

Volume I

par

G.A. Ghoneim et M.A. Murray

Det norske Veritas (Canada) Ltd.

Mai 1987

Les opinions et les vues exprimées dans ce rapport sont celles des auteurs et ne reflètent pas nécessairement celles du Centre de développement des Transports, Transports Canada.

Also available in English under the title: "Development of an Analytical Model of the Hydrodynamic Added Mass of a Ship Ramming Ice", TP 8393E.

Transports Canada / Transport Canada
Développement / Development

FORMULE DOCUMENTAIRE DU RAPPORT

1. N° du rapport Transports Canada	2. N° de l'étude — CDT	3. N° de catalogue du destinataire
TP 8393F	6633	

4. Titre et sous-titre	5. Date du rapport
Développement d'un modèle analytique de la masse hydrodynamique ajoutée d'un navire brisant la glace	Mai 1987
	6. N° du rapport de l'organisme exécutant

7. Auteur(s)	8. N° de dossier — Transports Canada
Dr. G.A. Ghoneim, Dr. M.A. Murray	D 1460-232

9. Nom et adresse de l'organisme exécutant	10. N° de dossier — ASC
Det norske Veritas (Canada) Ltd. 1110, 10201 Southport Road S.W. Calgary (Alberta) T2W 4X9	HDS.T8200-5-5597
	11. N° de contrat — ASC ou Transports Canada T8200-5-5597/01-SD

12. Nom et adresse de l'organisme parrain	13. Genre de rapport et période visée
Centre de développement des transports (CDT) 200 ouest, boul. René-Lévesque Suite 601, tour ouest Montréal (Québec) H2Z 1X4	Sommaire, Juillet 86 – Mars 87
	14. Code de l'organisme parrain

15. Remarques additionnelles	16. Agent de projet — CDT
Vol. I — Rapport sommaire: TP 8393F Vol. II — Rapport principal: TP 8392E	N.R. Gore, C. Nowicki

17. Résumé

L'objectif de l'étude susmentionnée consistait à élaborer un modèle analytique étalonné pour évaluer la masse ajoutée d'un navire heurtant les glaces, permettant ainsi de mieux comprendre l'action réciproque entre le navire et les glaces. Les travaux ont comporté quatre approches distinctes, soit : modelage analytique, analyse de données grandeur réelle, essais de modèles et analyse avec éléments finis. Seule la collision symétrique entraînant les trois mouvements fondamentaux a été présumée. Le modelage analytique a comporté une étude de la documentation et l'élaboration d'un premier modèle pour le calcul des coefficients des trois mouvements fondamentaux. En outre, les effets de la proximité de la glace et du fond marin ont été étudiés. Une méthode a été mise au point pour analyser les données d'essais de heurts grandeur réelle réalisés en 1983 sur le Canmar Kigoriak. Un programme d'essai global appliqué sur des modèles du M.V. Arctic au 1/50 et du Kigoriak au 1/22,5 a permis d'obtenir une source considérable de données touchant l'oscillation libre des modèles, le chargement impulsif et les scénarios de collision. En dernier lieu, un modèle d'ensemble tridimensionnel à éléments finis a été mis au point. Ce modèle permet de déterminer la masse ajoutée de n'importe quel navire, avec définition arbitraire des limites représentant la proximité du fond marin et de la glace, l'épaisseur des glaces, la géométrie des glaces et la forme de la coque.

18. Mots-clés	19. Diffusion
Navires, déglaçage, masse hydrodynamique ajoutée, charge des glaces, essais sur maquettes, vraie grandeur, modèle analytique, analyse des données.	Le Centre de développement des transports dispose d'un nombre limité d'exemplaires.

20. Classification de sécurité (de ce rapport)	21. Classification de sécurité (de cette page)	22. Nombre de pages	23. Prix
non classifié	non classifiée	vii, 34	

Transport Canada / Transports Canada
Development / Développement

REPORT DOCUMENTATION FORM

1 Transport Canada Report No	2 TDC Project No	3 Recipient's Catalogue No
TP 8393F	6633	

4 Title and Subtitle	5 Report Date
Développement d'un modèle analytique de la masse hydrodynamique ajoutée d'un navire brisant la glace	May 1987
	6 Performing Organization Report No

7 Author(s)	8 Transport Canada File No
Dr. G.A. Ghoneim, Dr. M.A. Murray	D 1460-232

9 Performing Organization Name and Address	10 DSS File No
Det norske Veritas (Canada) Ltd. 1110, 10201 Southport Road S.W. Calgary, Alberta T2W 4X9	HDS.T8200-5-5597
	11 DSS or Transport Canada Contract No T8200-5-5597/01-SD

12 Sponsoring Agency Name and Address	13 Type of Report and Period Covered
Transportation Development Centre (TDC) 200 René Lévesque Blvd. West Suite 601, West Tower Montreal .Quebec H2Z 1X4	Summary, July 86 – March 87
	14 Sponsoring Agency Code

15 Supplementary Notes	16 TDC Project Officer
Vol. I — Summary Report: TP 8393E Vol. II — Main Report: TP 8392E	N.R. Gore, C. Nowicki

17 Abstract

The objective of the work reported herein was to develop a calibrated analytical model for the evaluation of the added mass of a ship ramming ice in order to provide a better understanding of ship/ice interaction. The work entailed four different approaches: analytical modelling, full scale data analysis, model testing, and finite element modelling. Only symmetric ramming was assumed affecting surge, heave, and pitch rigid body motions. The analytical modelling task involved a literature review and the development of a preliminary model for calculating the surge, heave and pitch rigid body motions. The analytical modelling task involved a literature review and the development of a preliminary model for calculating the surge, heave and pitch added mass coefficient, and the effects of bottom proximity and ice proximity were studied. A procedure was developed for analysing the 1983 full scale ramming test data of the Canmar Kigoriak. A comprehensive model testing program of an M.V. Arctic 1/50 model and a Kigoriak 1:22.5 model produced extensive data covering rigid model free oscillation, impulsive loading, and ramming scenarios. Finally, a comprehensive three-dimensional finite element model was develop. This model is capable of redicting the added mass of any ship with arbitrary definition of the boundaries representing the bottom and ice proximities, the ice thickness, ice geometry and hull shape.

18 Key Words	19 Distributionn Statement
Ships, icebreaking, hydrodynamic added mass, ice ramming, model tests, full scale, analytical model, data analysis.	Limited number of copies available from Transportation Development Centre.

20 Security Classification (of this report)	21 Security Classification (of this page)	22 No of Pages	23 Price
Unclassified	Unclassified	vii, 34	

TABLE DES MATIÈRES

1. INTRODUCTION 1

2. ÉNONCÉ DE TRAVAIL 2

3. MODÉLISATION ANALYTIQUE 4
   - 3.1 Développement du modèle 4
   - 3.2 Résultats 5

4. ANALYSE DES DONNÉES RÉELLES 8
   - 4.1 Approche analytique 8
   - 4.2 Résultats 8

5. ESSAIS SUR MODÈLE 13
   - 5.1 Programme d'essais sur modèle 13
   - 5.2 Analyse des données d'essai sur modèle 14
   - 5.3 Résultats 16

6. MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS 25
   - 6.1 Idéalisation 25
   - 6.2 Résultats 25

7. COMPARAISON DES RÉSULTATS 30

8. CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS 32
   - 8.1 Conclusions 32
   - 8.2 recommandations 33

LISTE DES FIGURES

Figure 1	Effet de la proximité du fond	6
Figure 2	Effet de la proximité de la glace	6
Figure 3	Calcul de la masse ajoutée à partir des données réelles	9
Figure 4	Variation de la masse ajoutée le long de la coque (KR 369)	10
Figure 5	Masse ajoutée en fonction du temps (KR 369)	11
Figure 6	Montage pour les essais de déplacement forcé	15
Figure 7	Montage d'essai de pilonnement	15
Figure 8	Signaux de coup d'éperon 2 (essai 3856) du N.M. *Arctic*	19
Figure 9	Coefficients de masse ajoutée à l'impact (N.M. *Arctic*)	20
Figure 10	Coefficients de masse ajoutée à la force maximale d'impulsion (N.M. *Arctic*)	21
Figure 11	Coefficients de masse ajoutée après impulsion, pendant les oscillations libres (N.M. *Arctic*)	22
Figure 12	Incidence de la proximité du fond, de l'épaisseur de la glace et de la distance de la glace sur la masse ajoutée	24
Figure 13	Modèle équivalent de poutre du navire	26
Figure 14	Formes des modes "mouillé" et "sec" en tangage et distribution de la force hydrodynamique — eau libre — modélisation par éléments finis du *Kigoriak*	28

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 Facteur de l'effet de proximité du fond (K_{bp}) 5

Tableau 2 Coefficients de masse ajoutée calculés 7

Tableau 3 Essais sur modèles 16

Tableau 4 Coefficients de masse ajoutée en pilonnement (Essai 3862, éperonnage 2) 17

Tableau 5 Comparaison entre les fréquences propres (Hz) du modèle schématique et du modèle en 3D du *Kigoriak* 27

Tableau 6 Comparaison entre les fréquences propres (Hz) du modèle schématique et du modèle idéalisé du *Kigoriak* dans l'air et près d'une lisière de glace de 4,9 m 27

Tableau 7 Comparaison des forces hydrodynamiques (MN) exercées sur la coque du *Kigoriak* en raison de l'accélération de translation pure dans les directions orthogonales X, Y et Z 29

Tableau 8 Comparaison entre les coefficients de masse ajoutée du *Kigoriak* 31

1. INTRODUCTION

Ce travail vise avant tout à contribuer à la promotion et au développement de techniques de modélisation avancées du rendement de la navigation dans les glaces, y compris l'acquisition de données réelles et la corrélation avec des concepts de systèmes connexes.

Le projet précis vise d'abord à mettre au point un modèle analytique étalonné destiné à l'évaluation de la masse ajoutée d'un navire brisant la glace afin de permettre une meilleure compréhension de l'interaction navire-glace.

2. ÉNONCÉ DE TRAVAIL

Dans ce travail, on a utilisé quatre approches différentes pour le calcul de la masse ajoutée, soit: la modélisation analytique, l'analyse des données réelles, les essais sur modèle et la modélisation par éléments finis. On a supposé que seul l'éperonnage symétrique pouvait avoir une incidence sur les mouvements de cavalement, de pilonnement et de tangage. Les trois premiers modes verticaux souples ont aussi été retenus lorsque c'était possible.

Six tâches ont été déterminées et exécutées pendant la durée du projet. Elles comprenaient :

Tâche 1 : **Préparation et modélisation analytique**

Cette tâche faisait appel à :

a) la revue de la documentation;

b) le résumé des méthodes théoriques et des données utilisables;

c) l'identification des paramètres significatifs;

d) le développement du modèle analytique;

e) l'utilisation du modèle dans l'expérience.

Tâche 2 : **Analyse des données réelles du Kigoriak**

Cette tâche faisait appel :

a) à la précision des paramètres du *Kigoriak* et au survol de l'essai à l'échelle réelle;

b) au choix de coups d'éperons représentatifs;

c) au développement du programme HPL destiné à dériver la masse ajoutée des données réelles;

d) à l'analyse des coups d'éperons choisis au moyen du modèle analytique.

Tâche 3 : **Planification de l'essai sur modèle**

Cette tâche comprenait notamment :

a) la description des paramètres du N.M. *Arctic* (tirant d'eau, CG, répartition de la masse, moment d'inertie et déplacement);

b) l'établissement de méthodes d'essai;

c) l'enregistrement des données et les procédures de sortie;

d) l'extraction de la masse ajoutée à partir des valeurs mesurées;

e) les programmes d'essais détaillés destinés aux modèles du *Kigoriak* et de l'*Arctic;*

f) l'acquisition du modèle et la sous-traitance pour l'installation d'essai.

Tâche 4 : **Exécution des essais sur modèle**

Cette tâche comprenait notamment :

a) l'installation et la vérification des appareils et des modèles;

b) l'exécution du programme d'essai;

c) l'analyse des résultats des essais.

Tâche 5 : **Comparaison des données et perfectionnement du modèle**

Cette tâche faisait appel :

a) à la dérivation de la masse ajoutée du *Kigoriak* et des coefficients d'amortissement;

b) à la dérivation de la masse ajoutée de l'*Arctic* et des coefficients d'amortissement;

c) à la comparaison des résultats du *Kigoriak* et des données réelles;

d) à la comparaison des résultats du *Kigoriak* et de ceux de l'*Arctic*;

e) au résumé des résultats et au perfectionnement du modèle analytique.

Tâche 6 : **Compte rendu**

Cette tâche comprenait notamment la préparation :

a) du rapport provisoire n° 1;

b) du rapport provisoire n° 2;

c) de l'ébauche de rapport final;

d) du rapport final.

Les quatre sections qui suivent décrivent la méthodologie et les résultats associés à la modélisation analytique, l'analyse des données réelles, les essais sur modèle et la modélisation par éléments finis.

3. MODÉLISATION ANALYTIQUE

3.1 Développement du modèle

Les expressions suivantes ont été préparées aux fins des coefficients de masse ajoutée de base en situations de cavalement, de pilonnement et de tangage en eau libre :

$$\grave{\lambda}_x = 0,788 \left[\frac{B/T}{1 + (B/T)^2} \right]^{1/2} \quad \frac{(C_M\ B\ T)^{3/2}}{C_B\ LBT} \tag{1}$$

$$\grave{\lambda}_z = 0,394 \left[\frac{L/B}{1 + (L/B)^2} \right]^{1/2} \quad \frac{(C_{w_l}\ LB)^{3/2}}{C_B\ LBT} \tag{2}$$

$$\grave{\lambda}_\phi = 0,0825\ \frac{1 + C_{w_l}}{(3 - 2\ C_{w_l})\ (3 - C_{w_l})} \bullet \frac{(\grave{\lambda}_z \bullet \Delta \bullet L^2)}{I_0} \tag{3}$$

où L, B, et T représentent la longueur, la largeur et le tirant d'eau du navire. Les allongements B/T et L/B représentent ceux d'une tôle dans le prolongement normal de la coque et par rapport au sens de déplacement. Les équations 1 et 2 sont établies en fonction des coefficients de masse ajoutée d'une tôle rectangulaire modifiée de façon à tenir compte des formes de navire par l'intégration des coefficients C_M, C_B et C_{WI}.

Les effets de l'amplitude de la vitesse d'éperonnage, de la proximité du fond, de la proximité des floes ou de la lisière de glace, de la carène liquide et de la fréquence de déplacement sont représentés par les coefficients K_{sp}, K_{bp}, K_{wp}, K_{fs}, K_{fm} dans les expressions suivantes :

$$\lambda = \bullet K_{sp}\ K_{bp}\ K_{wp}\ K_{fs}\ K_{fm} \tag{4}$$

où $\grave{\lambda}$ est le coefficient de masse ajoutée de base donné par les équations 1 à 3 précédentes.

Compte tenu des valeurs connues, on suppose que ces coefficients ont les valeurs suivantes :

$$K_{sp} = 1,0$$

$$K_{bp} = 1 + \frac{0,4}{e/T} \qquad \text{pour pilonnement et tangage (e = prof. de l'eau — tirant d'eau)}$$

$$= 1,0 \text{ (pour cavalement)}$$

$$K_{wp} = 1 + 0,375\ (1 - 3\ \frac{x}{L}) \qquad \text{pour } 0 < x < L/3 \tag{5}$$

$$= 1,0 \qquad \text{pour } x > L/3$$

$$K_{fs} = 1,0$$

$$K_{fm} = 1,0$$

Un coefficient de masse ajoutée semi-empirique est proposé pour les vibrations de la coque en mode vertical à 2 points nodaux

$$\lambda = \frac{1}{3}\ \frac{B}{T} + 0,2 \tag{6}$$

où B et T sont respectivement la largeur et le tirant d'eau.

La distribution de la masse ajoutée sur la longueur de la coque et due aux vibrations en flexion de la coque peut être calculée au moyen de l'équation suivante :

$$\Delta m_x = \frac{2}{5} \rho \frac{A_x b}{T_s} (1 + K L/B) \bullet \Delta_x \qquad (7)$$

où

Δm_x est l'incrément de masse ajoutée dans le segment de longueur Δ_x en question, ρ est la densité de l'eau;

A_x est la surface de la section immergée;

b est la moitié de la largeur de la section;

T_s est le tirant d'eau de la section;

K est le coefficient empirique, selon le mode de vibrations en flexion;

L, B sont respectivement la longueur et la largeur du navire.

La valeur de K est de 1,0, 0,07 et 0,05 respectivement pour le premier, le deuxième et le troisième modes flexibles. Ces coefficients s'appliquent aux navires effectuant du commerce sur les fleuves et dans les eaux intérieures; par conséquent, leur possibilité d'utilisation comme navires brise-glace doit être confirmée.

L'effet de proximité du fond peut s'exprimer au moyen du facteur de correction K_{bp} donné au tableau 1.

Tableau 1
Facteur de l'effet de proximité du fond (K_{bp})

$\frac{B}{2e}$	2T/B		
	0	0,5	1,0
0	1,0	1,0	1,0
1	1,06	1,12	1,22
2	1,37	1,50	1,59
3	1,62	1,92	1,92

3.2 Résultats

Les formules mentionnées précédemment ont été appliquées au N.M. *Kigoriak* et au N.M. *Arctic*, et les résultats obtenus sont présentés au tableau 2. Le tableau indique aussi des valeurs pour un ponton-barge rectangulaire à des fins de comparaison. Les résultats montrent les coefficients de base avant l'utilisation de facteurs de correction.

Pour le moment, on suppose que pour une situation d'impact donnée, les effets les plus importants sont dus à la proximité du fond et à celle de la lisière de glace. Les facteurs de correction pour ces deux effets sont tracés aux figures 1 et 2.

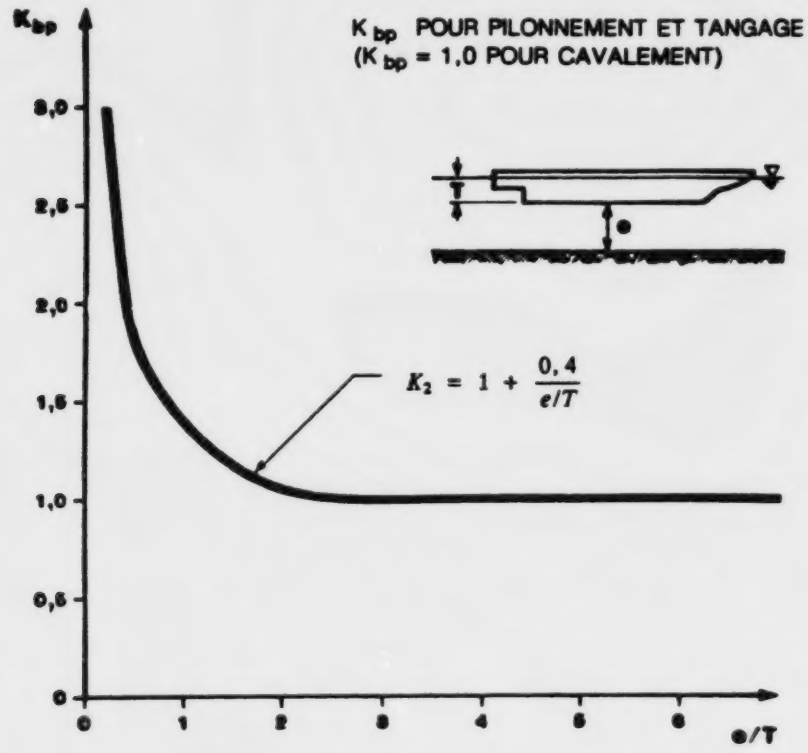


Figure 1 Effet de la proximité du fond

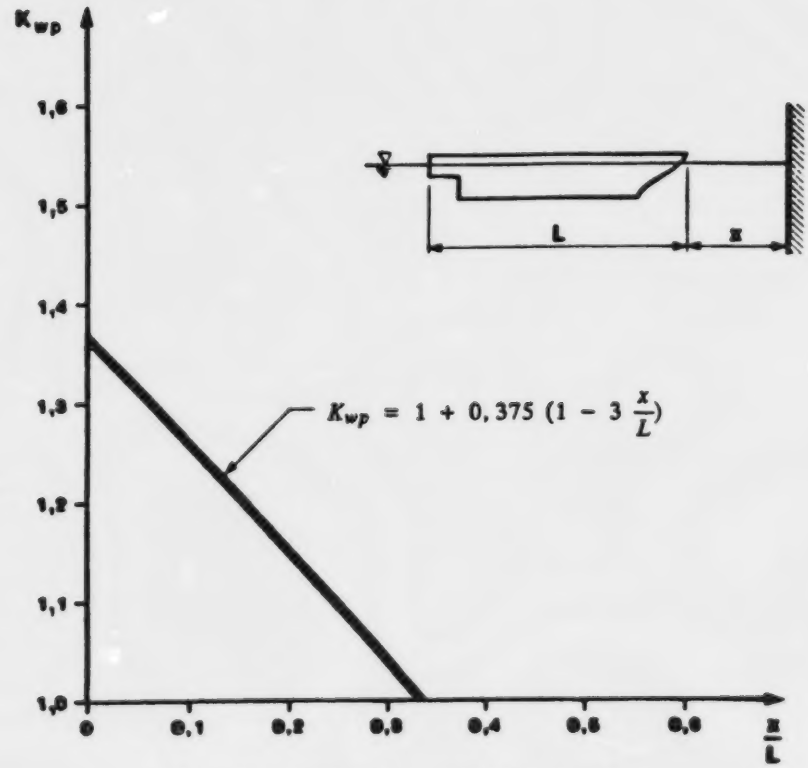


Figure 2 Effet de la proximité de la glace

Tableau 2
Coefficients de masse ajoutée calculés

Navire	Formule — tôle			Documentation*		
	Cavalement λ_x	Pilonnement λ_z	Tangage λ_φ	Cavalement λ_x	Pilonnement λ_z	Tangage λ_φ
Kigoriak	0,13	1,1	1,042	0,075	1,07	0,91
N.M. *Arctic*	0,05	0,91	0,80	0,075	0,81	0,77
Barge	0,04	1,61	1,18	0,12 à 0,18	1,3 à 1,6	0,81 à 0,89

4. ANALYSE DES DONNÉES RÉELLES

4.1 Approche analytique

La méthode présentée à la figure 3 a été utilisée pour l'analyse des données réelles d'essai d'éperonnage du N.M. *Kigoriak*.

Dans cette méthode, les diagrammes de moment fléchissant et de force de cisaillement ont été tracés à partir des valeurs de contraintes normales et de cisaillement, mesurées par intégration sur la surface de la section de chaque partie de support longitudinal de coque portant un instrument de mesure. La résultante de la répartition de la charge exercée sur toute la longueur du support a été calculée au moyen des différentes valeurs de la force de cisaillement.

Cette charge répartie est la somme des charges d'inertie et de la variation des charges hydrostatiques. Les forces d'inertie sont ensuite calculées comme étant la différence entre la charge répartie calculée et la variation des forces hydrostatiques. Cette variation est négligeable pendant la phase d'impact et n'est importante que pendant la phase d'échouement.

Les accélérations $\ddot{Z}(x)$ le long de la coque sont calculées de la façon suivante :

a) calculer les accélérations verticales à l'avant et à l'arrière en raison des flexions de la coque;

b) soustraire les accélérations de flexion des valeurs mesurées en a) afin d'obtenir les composantes d'accélération de corps rigide à l'avant et à l'arrière;

c) l'accélération en tout point de la coque est donc exprimée comme étant une composante de corps rigide, calculée par interpolation linéaire entre les valeurs à l'avant et à l'arrière et les accélérations de flexion calculées à partir du double de l'écart de flexion par rapport au temps.

L'unité de masse ajoutée à tout segment de longueur de coque est calculée au moyen de l'équation

$$m_{az}(x) = \frac{q_i\,(x)}{\ddot{Z}(x)} - m_s\,(x) \qquad (8)$$

où $m_s(x)$ est l'unité de masse du navire à un endroit x.

La flexion du support longitudinal de coque a été calculée au moyen de la méthode analogique "des poids élastiques et des poutres conjuguées". Dans cette méthode, on suppose que le moment fléchissant représente la charge exercée sur la poutre conjuguée du support longitudinal de coque, et qui est une poutre "fixe-fixe" représentant un support longitudinal de coque "libre-libre". Les moments fléchissants dus à cette charge élastique sont dits "moments fléchissants élastiques" et ils indiquent la déviation de la poutre due au moment fléchissant en question.

4.2 Résultats

Un seul échantillon des données réelles disponibles a été analysé. Quatorze coups d'éperon du *Kigoriak* ont été analysés afin d'établir la variation de la masse ajoutée en fonction du temps. Les figures 4 et 5 montrent un échantillon des résultats obtenus à l'essai d'éperonnage KR 369. La figure 4a montre la période de temps pendant laquelle a été mesurée la force verticale avant. Cette force est estimée à partir des contraintes normales et de cisaillement mesurées à différentes parties le long de la coque et prévoit une erreur de + ou - 20 p. 100.

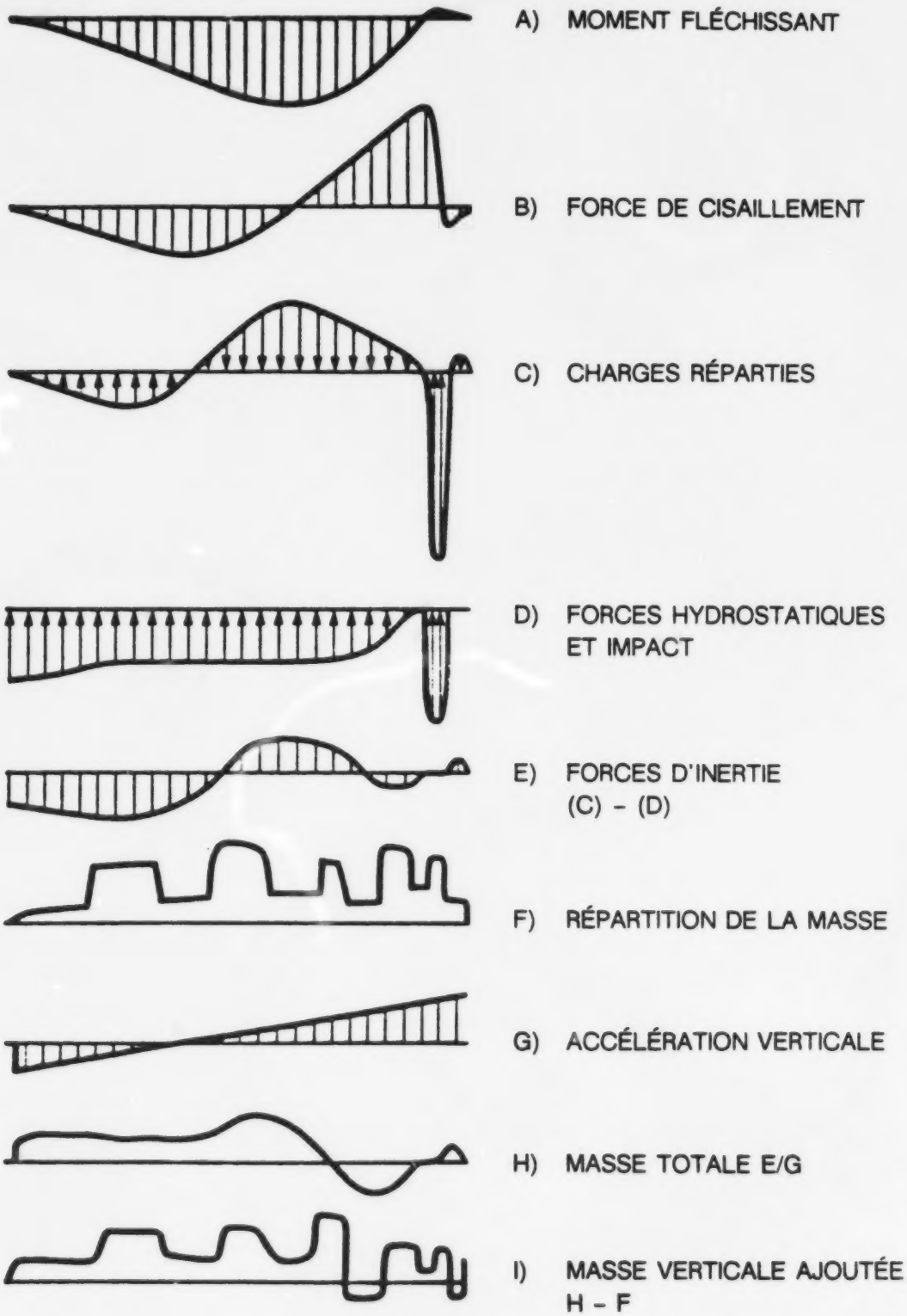

A) MOMENT FLÉCHISSANT
B) FORCE DE CISAILLEMENT
C) CHARGES RÉPARTIES
D) FORCES HYDROSTATIQUES ET IMPACT
E) FORCES D'INERTIE (C) - (D)
F) RÉPARTITION DE LA MASSE
G) ACCÉLÉRATION VERTICALE
H) MASSE TOTALE E/G
I) MASSE VERTICALE AJOUTÉE H - F

Figure 3 Calcul de la masse ajoutée à partir des données réelles

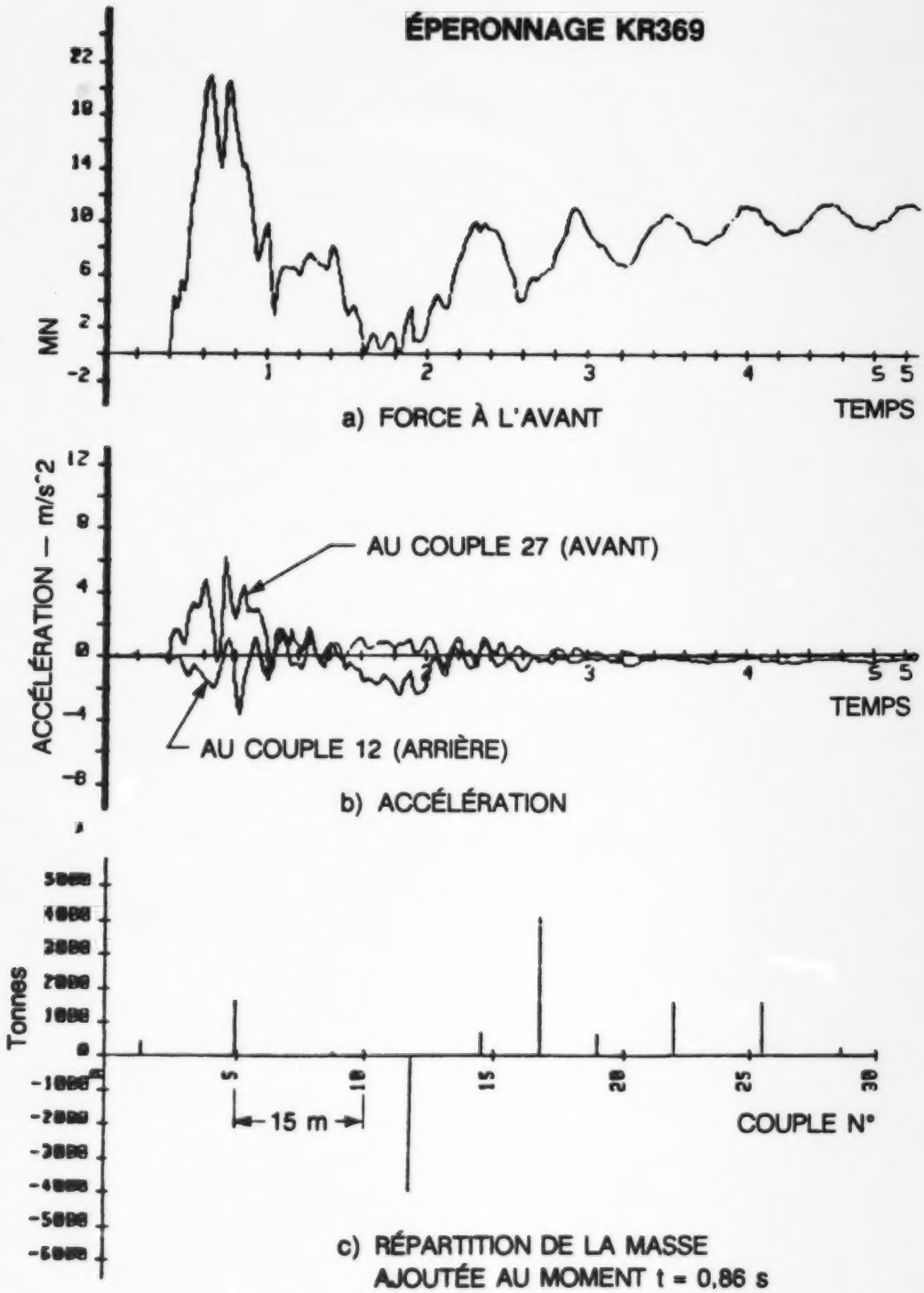


Figure 4 Variation de la masse ajoutée le long de la coque (KR 369)

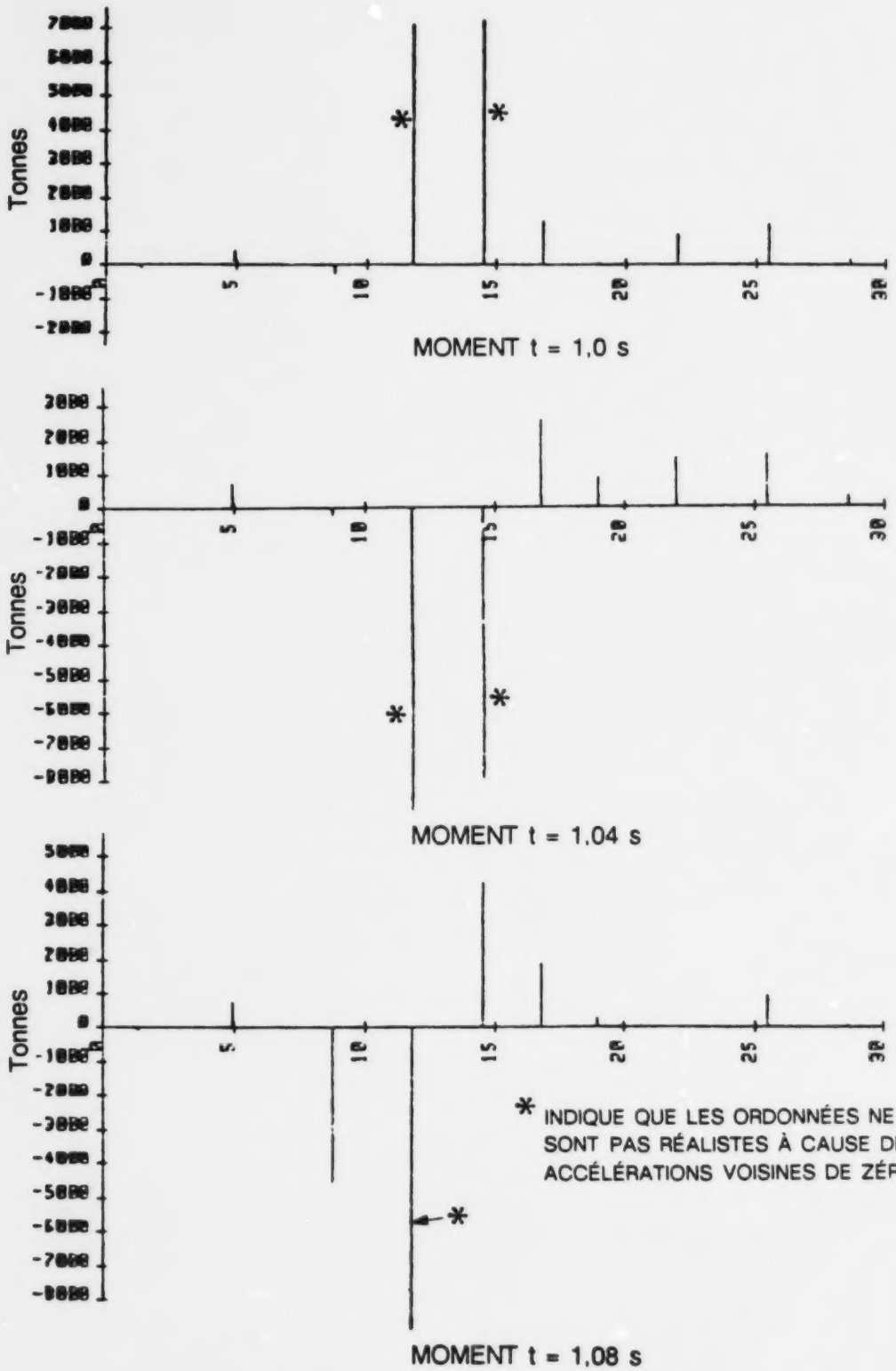

Tonnes
MOMENT t = 1,0 s
Tonnes
MOMENT t = 1,04 s
Tonnes
MOMENT t = 1,08 s
* INDIQUE QUE LES ORDONNÉES NE SONT PAS RÉALISTES À CAUSE DES ACCÉLÉRATIONS VOISINES DE ZÉRO.

Figure 5 Masse ajoutée en fonction du temps (KR 369)

Les accélérations présentées à la figure 4b sont celles calculées aux couples 27 et 12 au moyen des accélérations mesurées à l'avant et à l'arrière et des accélérations en flexion conformément à la méthode décrite antérieurement dans la présente section.

Le support longitudinal de coque a été divisé en dix sections et la masse ajoutée verticale associée à chaque section a été calculée à chaque intervalle de temps. Les valeurs à l'intervalle de temps n° 34 (t = 0,86 s) sont tracées à la figure 4c.

Il faut remarquer que les masses verticales ajoutées calculées avaient des valeurs raisonnables, sauf aux moments et aux endroits le long du navire où les accélérations verticales étaient voisines de zéro. Ce phénomène est dû au fait que la force est divisée par l'accélération de manière à donner la masse totale de laquelle on soustrait la masse réelle pour obtenir la composante de masse ajoutée.

Ainsi, l'analyse des données devait s'effectuer avec beaucoup de discernement de manière qu'on puisse négliger ces régions de valeurs instables. En théorie, la force à l'endroit ou au moment où l'accélération diminue devrait aussi avoir une valeur nulle. L'erreur dans le calcul de la force donne donc à cette force des valeurs autres que zéro, ce qui entraîne par la suite des valeurs trop élevées de la masse ajoutée. En outre, les accélérations ne permettent pas de mesurer exactement la réaction globale parce qu'elles subissent l'incidence de vibrations localisées des structures.

Une analyse de Fourier pourrait servir à cerner et à extraire ces fréquences des valeurs mesurées. Il a cependant été impossible d'effectuer ce travail dans le cadre de la présente étude.

La figure 5 montre la variation de la masse ajoutée pour trois intervalles de temps de 0,04 s, ainsi que les fluctuations importantes durant cette courte période de temps. Les mêmes constatations ont été faites à partir des résultats d'essais sur modèle.

5. ESSAIS SUR MODÈLE

5.1 Programme d'essais sur modèle

Un programme d'essais sur modèle a été conçu et fonctionne au moyen d'un modèle du N.M. *Arctic* à l'échelle 1/50 et d'un modèle du *Kigoriak* à l'échelle 1/22,5. Les essais ont été menés au bassin de remorquage M-22 de l'Institut de dynamique marine du Conseil national de recherches à Ottawa.

Chaque modèle comportait des instruments pour la mesure des valeurs suivantes (13 voies) :

1) hauteur de la vague — instrument de mesure des vagues à capacité;
2) force d'impact horizontale — dynamomètre à deux composantes de force;
3) force d'impact verticale — dynamomètre à deux composantes de force;
4) vitesse — compteur de vitesse du chariot;
5) accélération verticale à l'avant — accéléromètre vertical;
6) angle d'assiette — capteur d'angle;
7) accélération en cavalement — accéléromètre horizontal;
8) accélération en pilonnement arrière — accéléromètre vertical;
9) valeur du pilonnement par rapport au CG — capteur de pilonnement à ultrasons;
10) pression sur la coque avant — capteur de pression;
11) pression au milieu du navire — capteur de pression;
12) pression au milieu du navire — capteur de pression;
13) pression sur l'arrière — capteur de pression.

Le système à chariot existant a servi à l'acquisition de données. Ce système d'acquisition de données comportait :

1) un DEC PDP-11/34;
2) un terminal interactif HP 2648A à graphiques;
3) une imprimante ligne par ligne série HP 2631G à graphiques;
4) une unité de disque à tête fixe DEC RK05F de 5 mégabits;
5) une unité de disque souple double DEC RX01;
6) une horloge temps réel double programmable DEC KW11-K;
7) une unité de traitement de signaux analogiques, 64 canaux, Neff 620-100;
8) un DEC IB-11 IEEE-488-1975 (GP1BO);
9) une horloge numérique HP 59309A HR1B;
10) un câble d'alimentation des instruments.

Le matériel suivant a été conçu, fabriqué et installé aux fins des essais.

1) Un faux fond réglable, suspendu à quatre treuils de façon qu'on puisse le soulever de l'eau ou l'abaisser jusqu'au fond du bassin.

2) Une plate-forme d'éperonnage, qui chevauche le bassin au niveau de l'eau, et qui est suspendue aux rails de freinage à l'extrémité du bassin. Elle comporte une monture réglable pour le dynamomètre d'impact et les floes de glace simulés.

3) Un dynamomètre de force d'impact à deux composantes muni de sa bride et destinés aux blocs de mousse exerçant différentes forces d'écrasement.

4) Des floes de glace simulés réglables à monter sur la plate-forme d'éperonnage.

5) Un générateur d'impulsions pour émettre une impulsion verticale simple à l'avant ou horizontalement par rapport au CG, ainsi qu'un instrument de mesure des contraintes permettant de calculer la valeur et la durée de l'impulsion.

Deux types d'essais ont été réalisés : essais avec déplacement libre et essais avec déplacement forcé.

Deux types de mouvement forcé ont été utilisés :

a) Des impulsions forcées simples ont été exercées à des intervalles de temps différents sur chaque modèle et leur réaction a été notée de manière à établir les effets de la vitesse d'avance, de la proximité du fond et de l'épaisseur des floes. La figure 6 montre l'installation destinée aux essais de déplacement forcé.

b) Éperonnage :

Un dynamomètre à deux composantes a été disposé dans le modèle de plate-forme de floes de glace réglable, juste à la surface de l'eau dans l'axe longitudinal du bassin. La figure 7 montre l'installation d'essai de pilonnement.

La série d'essais était semblable pour chaque modèle; chacun d'eux était remorqué à des vitesses équivalentes à 5, 10 et 15 noeuds et devait être relâché juste avant l'éperonnage du dynamomètre contenant de la glace simulée présentant différentes valeurs de résistance à la compression.

Les essais de pilonnement ont été répétés de manière à établir les effets de la vitesse d'avance, de la proximité du fond et de l'épaisseur, de la résistance à la compression et du frottement superficiel des floes.

5.2 Analyse des données d'essai sur modèle

Des équations exprimées à partir de la théorie de l'oscillation libre "d'un système à un seul degré de jeu" ont servi à calculer les coefficients de masse ajoutée et d'amortissement pendant les essais d'oscillation libre. L'équation du mouvement est exprimée par la formule

$$m_o\ (1 + \lambda)\ \ddot{x} + c\ \dot{x} + Kx = 0 \qquad (9)$$

Le taux d'amortissement ξ et le coefficient de masse ajoutée λ sont exprimés par les formules

$$\xi = (1 + \frac{4\pi^2}{\delta^2})^{-1/2} \qquad (10)$$

$$\lambda = \frac{k/M_o}{(\frac{\delta}{\xi\ T_D})^2} - 1 \qquad (11)$$

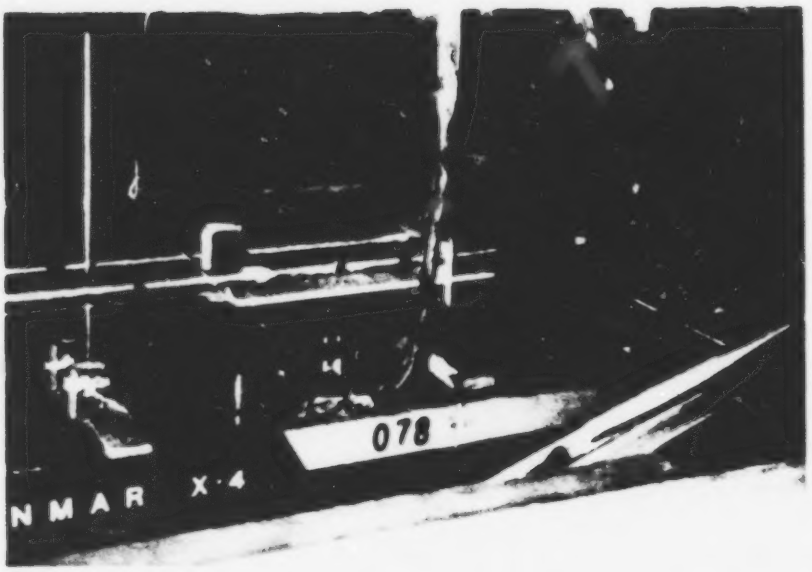


Figure 6 Montage pour les essais de déplacement forcé

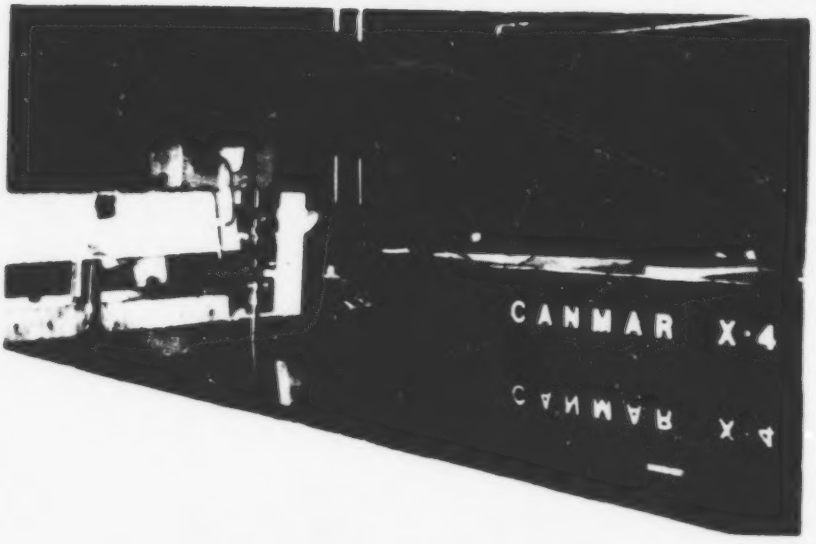


Figure 7 Montage d'essai de pilonnement

où ξ est le rapport entre le coefficient d'amortissement c et la valeur critique C_{cr} à laquelle le modèle n'oscille pas; δ est l'écart logarithmique défini comme étant le logarithme naturel de deux amplitudes consécutives, x_1/x_2 dans un intervalle de temps T_D. Les coefficients de masse ajoutée efficaces sont calculés pour les essais d'impulsion et d'éperonnage au moyen des équations suivantes :

$$\lambda_x = \frac{F_x}{m_o \ddot{x}} - 1 \qquad (12)$$

$$\lambda_z = \frac{F_z - K_z z}{m_o \ddot{z}_G} - 1 \qquad (13)$$

$$\lambda_\theta = \frac{M - K_\theta \cdot \theta}{I_0 \ddot{\theta}} - 1 \qquad (14)$$

où

$M = F_z F_b$ est le moment de la force d'impact autour du CG,

F_x et F_z sont les forces horizontale et verticale d'impact, L_b est la distance séparant F_z du centroïde et $\ddot{x}$, $\ddot{z}_G$ et $\ddot{\theta}$ sont les accélérations en cavalement, en pilonnement et en tangage respectivement. L'accélération verticale du CG et l'accélération en tangage sont calculées à partir des accélérations verticales à l'avant et à l'arrière. Les coefficients de rigidité K_z et K représentent les forces de redressement dues au pilonnement et au tangage.

Le tableau 3 présente une vue générale des essais réalisés sur les modèles du *Arctic* et du Canmar *Kigoriak*.

Tableau 3
Essais sur modèles

Navire	N° de l'essai	Type d'essai	Nombre de coups
N.M. *Arctic*	3845	Impulsion/sans floe	22
	3847	Impulsion/sans floe	32
	3848	Impulsion/avec floe	24
	3855	Impact/3,5 MPa	27
	3856	Impact/14 MPa	28
	3857	Impact/35 MPa	13
N.M. *Kigoriak*	3858	Impact/4,7 MPa	30
	3859	Impact/9,3 MPa	31
	3860	Impact/15,5 MPa	12
	3861	Impulsion/sans floe	22
	3862	Impulsion/avec floe	24

5.3 Résultats

Le plan initial visait à analyser les données dans le domaine temporel afin d'en arriver à la masse ajoutée à chaque instant pendant toute la situation d'impact. Cependant, on a constaté que pendant cet exercice (tableau 4), une approche de ce genre nécessitait des ressources en personnel et en matériel beaucoup plus étendues que celles disponibles pour la réalisation du projet. Ainsi, on a adopté une approche plus simple, mais efficace, en utilisant les capacités qu'offrait l'industrie de la micro-informatique. On a donc pu réaliser le projet au moyen d'un micro-ordinateur PC-IBM et d'un jeu de logiciels Lotus 1.2.3.

Tableau 4
Coefficients de masse ajoutée en pilonnement
(Essai 3862, éperonnage 2)

N° 1	Temps (s)	Force totale F_z (N)	Force hydrostatique K_z (N)	Accélération du CG $\ddot{Z}$ (m/s²)	Coefficient de masse ajoutée λ_z
106	2,12	−4,9127	−25,7649	−0,0636	−0,4505
107	2,14	−4,9127	−9,1617	−0,0512	−0,8611
108	2,16	9,5649	4,7135	−0,0042	0,9384
109	2,18	−4,9127	−19,5679	−0,0007	36,0967
110	2,20	−4,9127	−7,1799	−0,0281	−0,8650
111	2,22	110,9002	−12,3842	−1,0350	−0,8005
112	2,24	530,7682	−5,1969	−0,4172	1,1518
113	2,26	907,1779	−3,7108	−0,1266	11,0542
114	2,28	1037,9452	−7,4278	−0,9905	0,7678
115	2,30	747,9616	0,2535	−0,2436	4,1407
116	2,32	328,0936	17,0967	−0,1302	3,0000
117	2,34	−4,9127	43,1120	−0,4218	−1,1907
118	2,36	−178,6910	53,7733	0,2987	0,3037
119	2,38	−236,5700	44,3514	0,0715	5,5800
120	2,40	−236,5700	71,8589	0,1738	1,9729
121	2,42	−178,6910	90,1972	0,0686	5,5665
122	2,44	−62,8251	97,1282	0,1857	0,4426
123	2,46	53,0016	102,8318	−0,2481	−1,3365
124	2,48	168,7792	119,4253	0,0960	−1,8608
125	2,50	313,5748	122,7103	−0,2340	0,3664
126	2,52	414,9121	132,0961	−0,0624	6,5907
127	2,54	429,4309	157,3654	−0,0943	3,8334
128	2,56	458,3704	167.2324	−0,0986	3,9458
129	2,58	458,3704	178,6638	−0,0370	11,6487
130	2,60	458,3704	185,2819	−0,1192	2,8366
131	2,62	443,9497	189,4935	−0,1258	2,3874
132	2,64	443,9497	199,7215	−0,0402	9,1885
133	2,66	429,4309	227,7584	0,0351	−10,6154
134	2,68	429,4309	242,5590	0,0371	−9,4460
135	2,70	443,9497	246,5299	0,0636	−6,1994
136	2,72	458,3704	278,7783	−0,0791	2,8014
137	2,74	487,3099	284,9152	−0,0062	53,6604
138	2,76	516,2494	337,4994	0,0187	−16,9933
139	2,78	530,7682	312,7114	0,0547	−7,6820
140	2,80	545,2870	354,5862	0,0547	−6,8437
141	2,82	545,2870	321,1345	−0,0196	18,1250
142	2,84	545,2870	375,1627	0,0380	−8,4898
143	2,86	545,2870	346,6445	0,0556	−6,9887
144	2,88	559,7077	356,2709	0,0826	−5,1276
145	2,90	545,2870	349,1714	0,0553	−6,9380

Les essais nos 3856 et 3848 sur le modèle du N.M. *Arctic* ont été analysés en détail à titre d'échantillons des essais de déplacement forcé et de pilonnement. Les essais similaires nos 3859 et 3862 sur le modèle du *Kigoriak* ont aussi été analysés. La figure 8 montre un jeu de données-échantillons pour l'éperonnage n° 2 de l'essai n° 3856 sur le modèle du N.M. *Arctic*.

Les résultats des essais d'impulsion et d'éperonnage sont tracés aux figures 9, 10 et 11. Les coefficients de masse ajoutée sont tracés par rapport à la proximité du fond en abscisse.

Il convient de remarquer que les coefficients de masse ajoutée calculés pendant les phases d'impact et d'échouement sont en réalité les valeurs efficaces, car les équations utilisées n'excluaient pas les effets des forces d'amortissement et de traînée ni l'incidence du temps.

Les coefficients de masse ajoutée en pilonnement présentent de grands écarts semblables à ceux notés au tableau 4 et obtenus pendant l'analyse de la masse ajoutée en pilonnement par rapport au temps. Ces écarts importants peuvent résulter une fois encore des facteurs suivants :

a) la faible accélération au CG qui est voisin du point de rotation;

b) la présence de fréquences indésirables dans le signal de l'accéléromètre;

c) l'imprécision de la valeur mesurée de la force verticale en raison de l'effet d'amortissement de la mousse et qui produit un retard entre les forces mesurées et la réponse. Le fait que l'étalonnage du dynamomètre ait été effectué au moyen de charges statiques. Un effet d'amplification dynamique peut être important.

Le coefficient de masse ajoutée en tangage semble la seule valeur qui soit assez conséquente. La raison en est peut-être que ce coefficient est moins sensible aux erreurs dans la mesure des accélérations et des forces et dues aux différences élevées de $\ddot{z}_b - \ddot{z}_s$ entre les accélérations avant et arrière et du moment de tangage $F_z L_b$ autour du CG, comparativement aux valeurs de z_G et de F_z utilisées pour le calcul du coefficient de masse ajoutée efficace en pilonnement. La figure 9 indique les coefficients de masse ajoutée en cavalement, en pilonnement et en tangage par rapport à la proximité du fond.

La figure 10 montre les résultats obtenus durant les essais d'impulsion du N.M. *Arctic*. À la suite de l'émission de l'impulsion relative au mouvement de cavalement, de pilonnement ou de tangage, les phases d'impulsion et de vibrations libres sont utilisées pour le calcul des coefficients de masse ajoutée. L'impulsion de tangage entraîne des vibrations de pilonnement et de cavalement en raison de l'application d'une force verticale à l'avant qui donne lieu à ce type de mouvement. La période de cette force a été mesurée dans le cas de l'impulsion de cavalement et de tangage. En pilonnement, comme la force verticale a été exercée au CG par une poussée du modèle à la main sur l'eau, elle n'a pas été mesurée.

Pendant la phase de vibrations libres qui suit l'impulsion, les coefficients de masse ajoutée ont été calculés et sont tracés à la figure 11. Les résultats montrent que les valeurs des coefficients de masse ajoutée en pilonnement sont plus élevées (plage entre 0,9 et 1,1) tandis que les valeurs des coefficients de masse ajoutée en tangage sont plus faibles et se retrouvent dans une plage plus grande (plage entre 0,2 et 0,55). Les coefficients de couplage entre le cavalement et le pilonnement ou entre le cavalement et le tangage étaient très faibles et ont donc été omis. D'autre part, les coefficients de couplage entre le pilonnement et le tangage présentaient des valeurs relativement importantes (entre 0,35 et 0,65). Les résultats montrent que les valeurs pilonnement sur tangage et tangage sur pilonnement sont comparables.

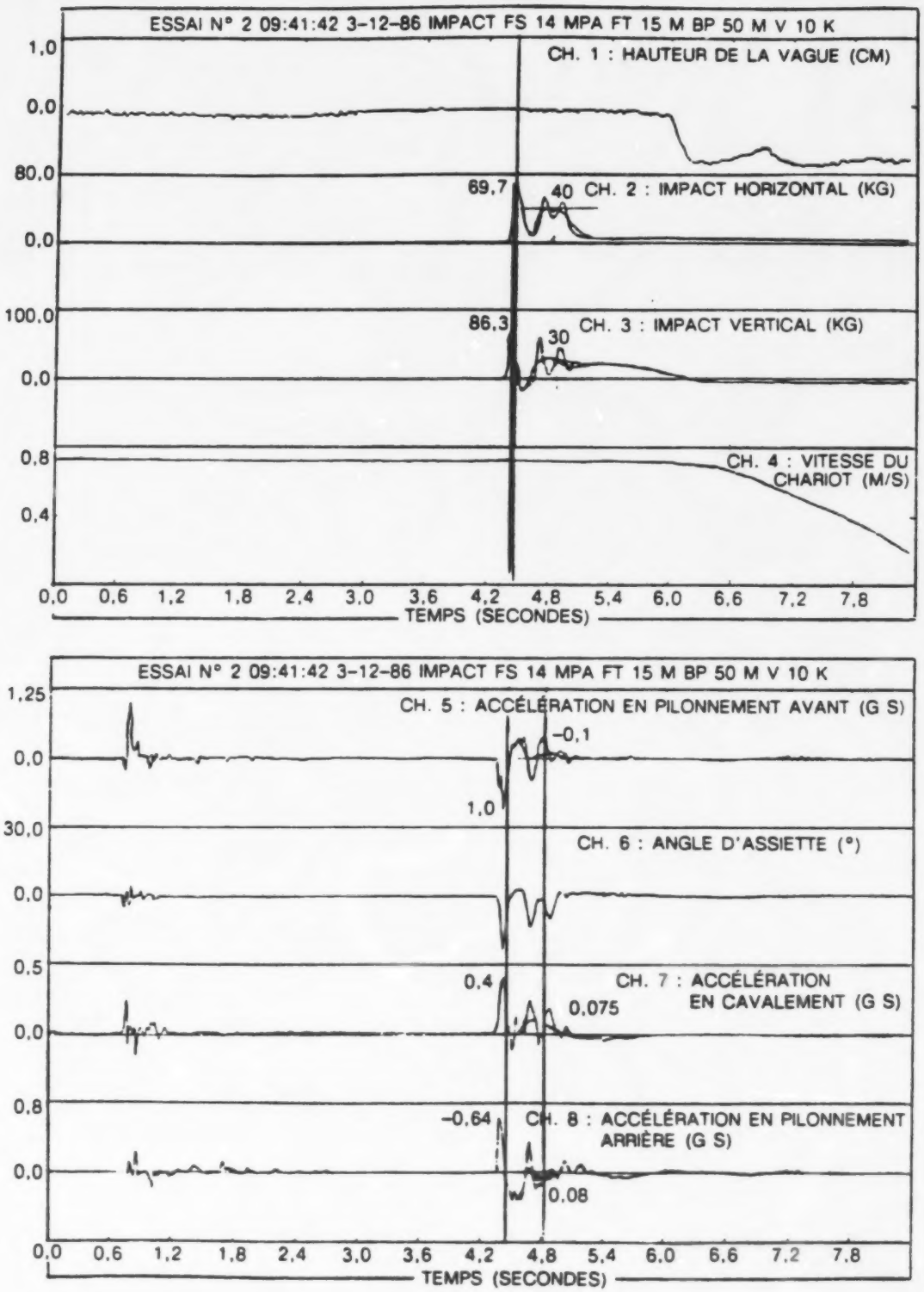
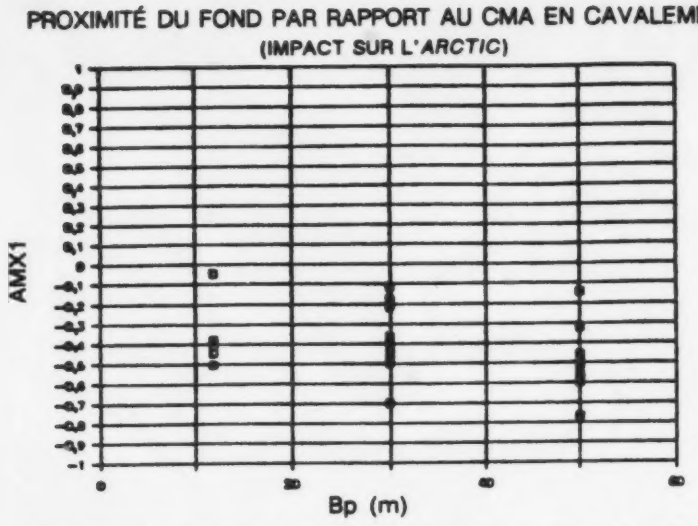
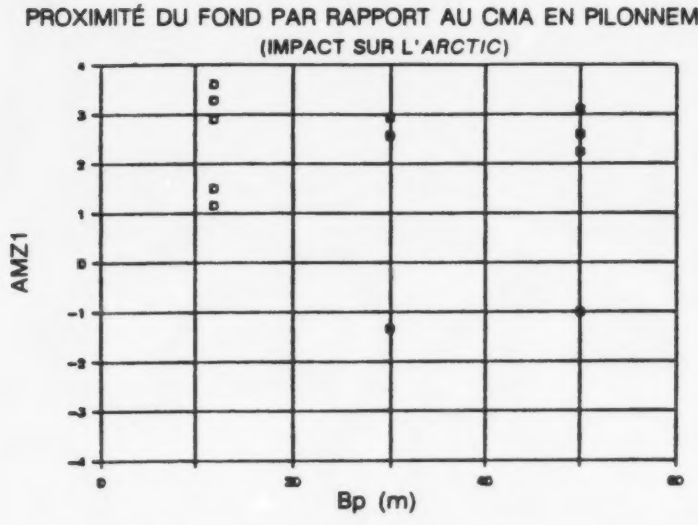


Figure 8 Signaux de coup d'éperon 2 (essai 3856) du N.M. *Arctic*





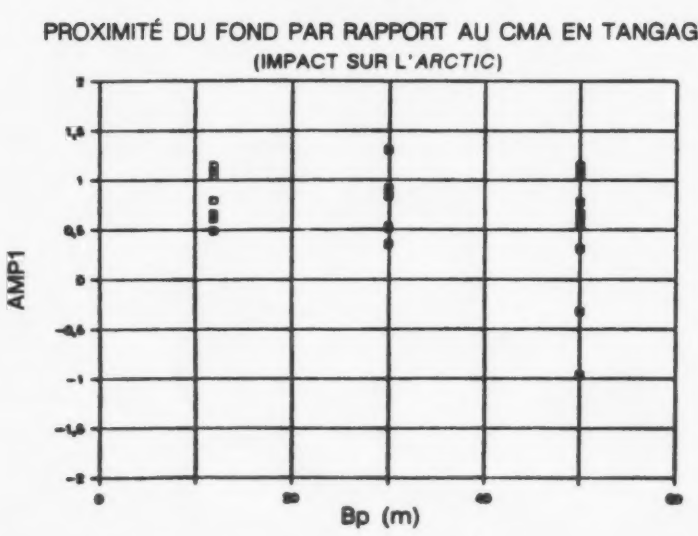
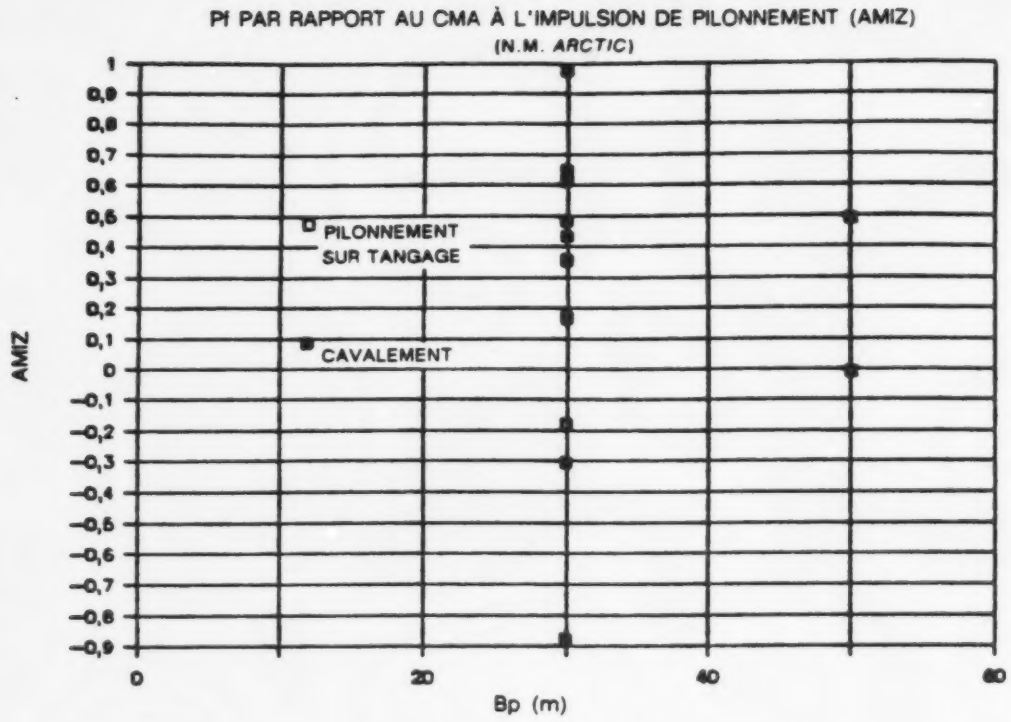


Figure 9 Coefficients de masse ajoutée à l'impact (N.M. *Arctic*)



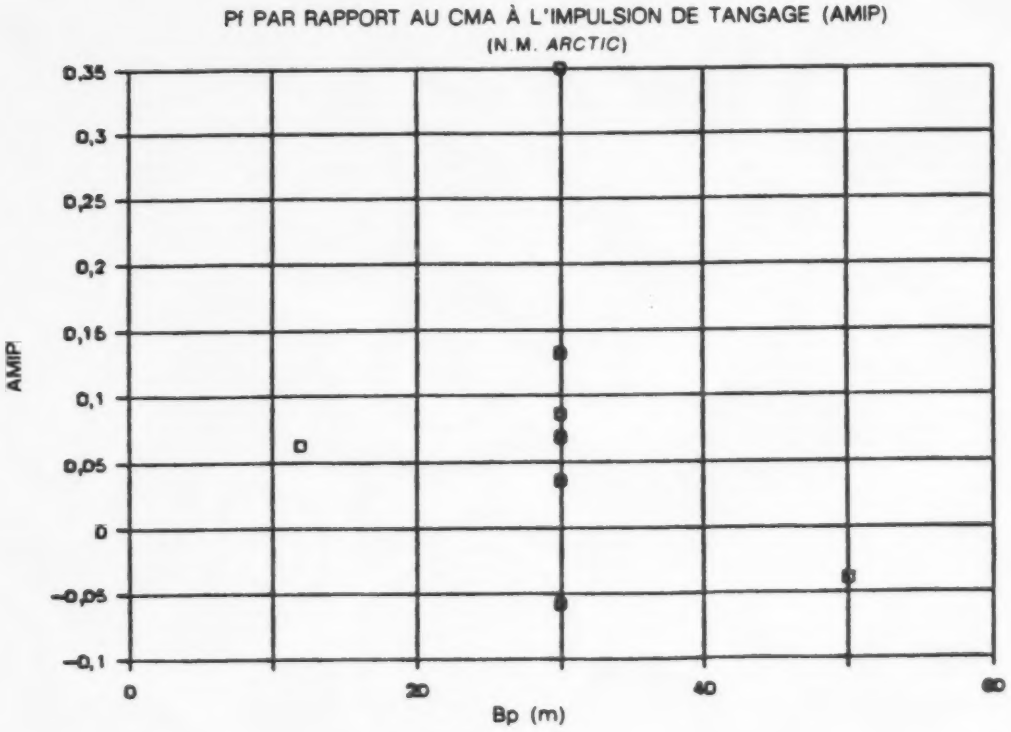
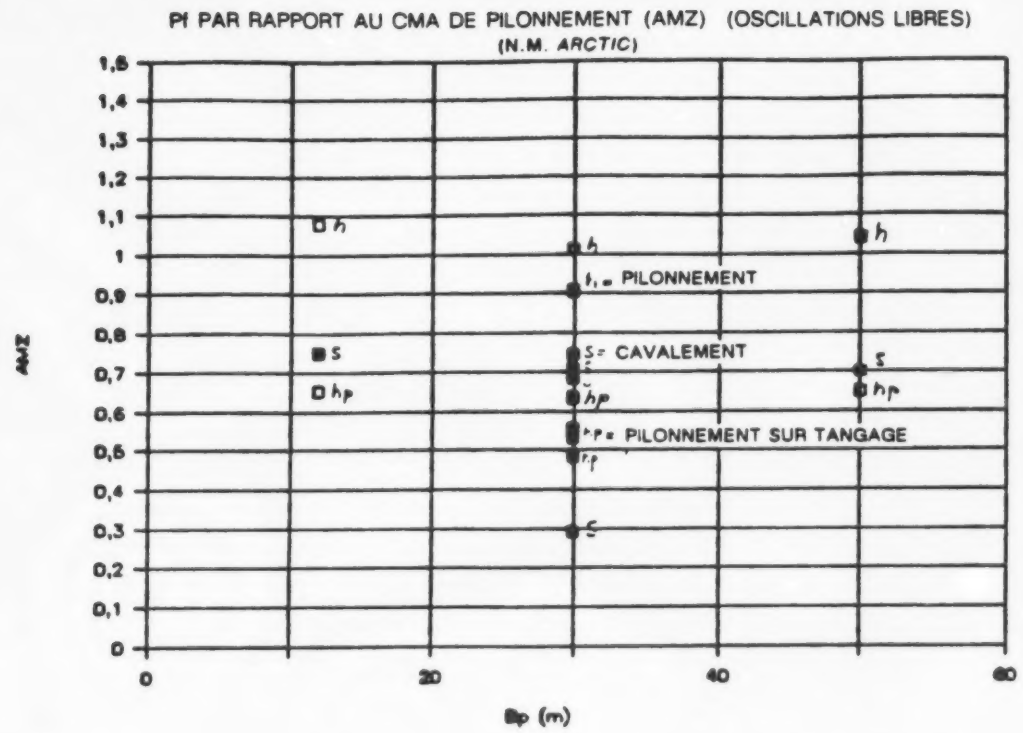


Figure 10 Coefficients de masse ajoutée à la force maximale d'impulsion (N.M. *Arctic*)



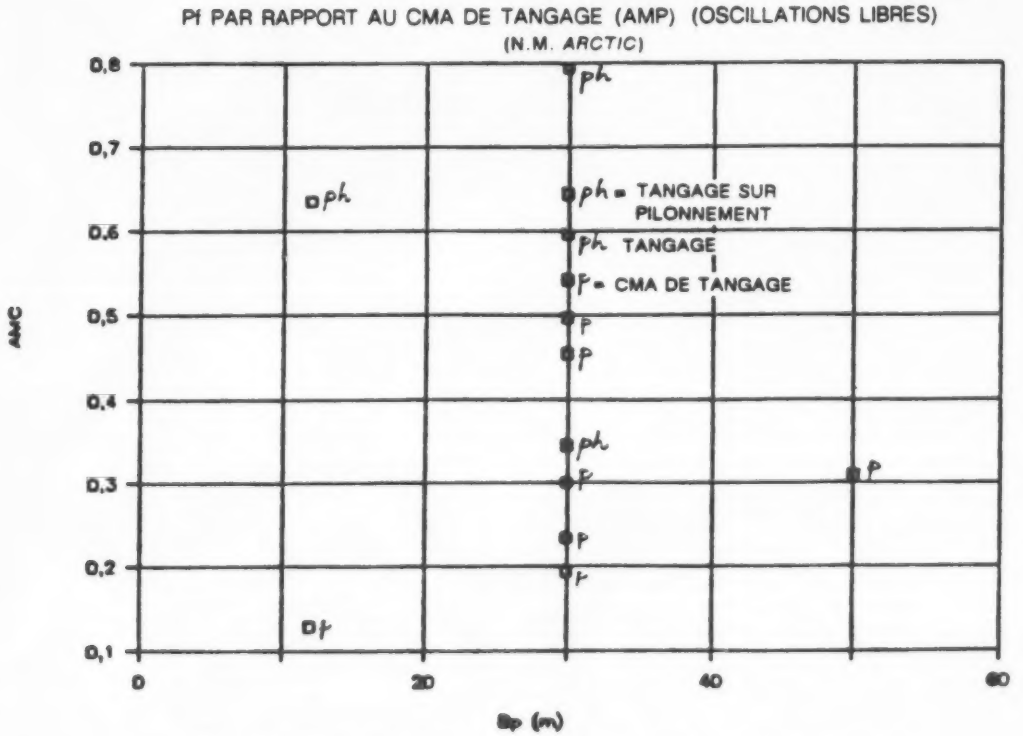


Figure 11 Coefficients de masse ajoutée après impulsion, pendant les oscillations libres (N.M. *Arctic*)

La figure 12 montre les taux d'amortissement calculés pendant la réaction en vibrations libres. Les résultats indiquent que l'amortissement augmente à mesure que le fond se rapproche, et ce en raison de la plus grande résistance au déplacement du navire dans des eaux resserrées. Les chiffres indiquent aussi que le taux d'amortissement est plus élevé avec un mouvement de pilonnement et plus faible avec un mouvement de cavalement. La proximité du fond a une grande incidence sur le coefficient d'amortissement en pilonnement qui est compris entre 0,1 et 0,26. Le taux d'amortissement en cavalement ne dépend pas de la proximité du fond et est compris entre 0,02 et 0,12. Les taux d'amortissement en tangage dépendent de la proximité du fond de façon semblable à celle du pilonnement, et leur valeur est comprise entre 0,13 et 0,24. Le taux d'amortissement tangage sur pilonnement est relativement plus faible que celui de pilonnement sur tangage, car le mouvement de tangage produit ne constitue pas du tangage pur et qu'il comporte une composante importante de pilonnement comme on l'a décrit précédemment dans la présente section.

La présentation des résultats des essais sur modèle du *Kigoriak* suit la même ligne de pensée que celle adoptée pour le N.M. *Arctic*. En plus, la figure 12 présente une analyse plus détaillée d'un échantillonnage de données sur modèle à partir de l'essai n° 3862. Cette analyse permet d'étudier l'incidence de la proximité du fond, de la distance des floes de glace et de l'épaisseur des floes sur le coefficient de masse ajoutée. Les résultats montrent que le coefficient de masse ajoutée en cavalement est moins sensible à ces paramètres et que sa valeur est beaucoup plus faible que celle des coefficients de masse ajoutée en pilonnement, en tangage et en pilonnement sur tangage. Lorsque l'épaisseur de la glace est comprise entre 5 et 15 mètres, l'incidence de l'épaisseur de la glace sur les coefficients de masse ajoutée en tangage et en pilonnement est inférieur à 1 p. 100 et est donc jugé négligeable. Ces résultats indiquent cependant que la distance des floes de glace et que la proximité du fond ont une incidence importante sur la masse ajoutée (comprise entre 10 et 30 p. 100).

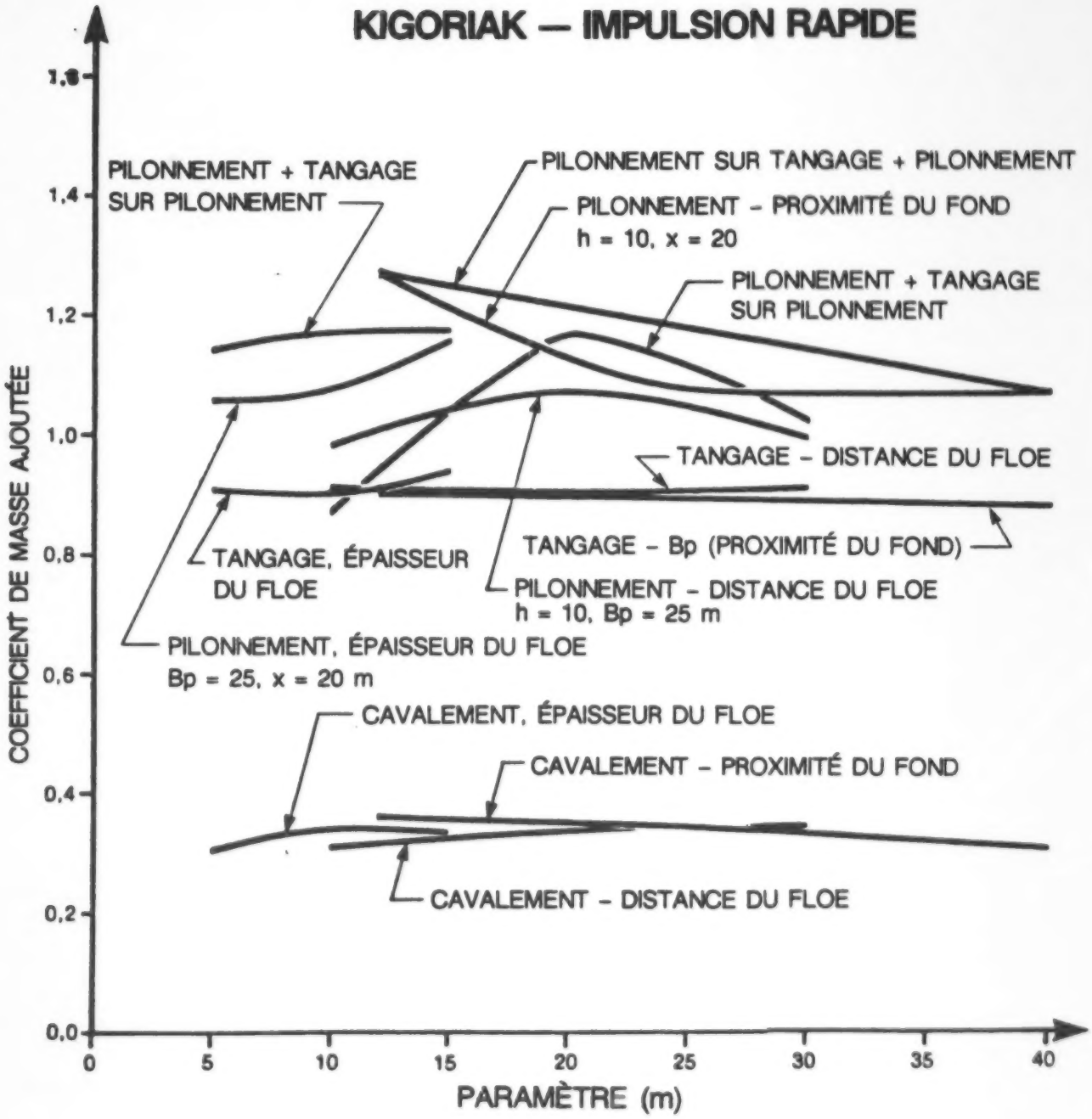


Figure 12 Incidence de la proximité du fond, de l'épaisseur de la glace et de la distance de la glace sur la masse ajoutée

6. MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS

6.1 Idéalisation

Comme la masse ajoutée influe sur les fréquences propres et sur les formes de modes, il est bon d'établir des fréquences propres et des formes de modes dans chaque cas où on prévoit une modification de la masse ajoutée. Normalement ces opérations nécessiteraient un grand nombre de calculs. Le fait d'utiliser une approche de "super-élément", offerte sur SESAM 69 (logiciel privé DnV) facilite le traitement du problème.

Dans le cas d'un problème de vibrations d'un système couplé, il faut solutionner les équations de flexibilité de la coque et celles de l'écoulement. Les résultats de l'analyse devraient fournir la distribution des forces hydrodynamiques le long du support longitudinal de la coque et ce, pour chacun des modes de vibrations propres du système couplé.

La méthode utilisée pour en arriver à ce résultat consistait à solutionner le problème de la valeur propre de la structure fluide couplée et d'exécuter le rétrocalcul des forces hydrodynamiques. Les résultats d'une analyse tridimensionnelle antérieure du comportement dynamique du *Kigoriak* à l'éperonnage ont indiqué que les modes inférieurs présentaient essentiellement un caractère semblable à ceux des poutres. De la même façon, il semblait raisonnable de représenter le support longitudinal principal de la coque sous forme de poutre élastique de rigidité en flexion EI variable, de rigidité en cisaillement GA_s et de rigidité axiale AE. Du point de vue hydrodynamique, il importait beaucoup que la forme tridimensionnelle de la coque soit correctement représentée de façon qu'on puisse ajouter les couples rigides sans masse, définissant la forme de la coque, à la structure flexible du support longitudinal de coque dans les espaces entre les couples principaux (voir figure 13). Cette figure indique aussi les points de fixation des ressorts de poussée nécessaires au rétablissement du tangage et du pilonnement ainsi que le faible ressort posé dans le sens longitudinal au point nodal le plus à l'arrière et qui empêche l'apparition de points singuliers pendant le cavalement. Le plan vertical de symétrie dans l'axe longitudinal du support de coque a effectivement réduit les modes de corps rigides au niveau de ceux de cavalement, de pilonnement et de tangage.

On a idéalisé le fluide en utilisant les hypothèses de la théorie du régime potentiel irrotationnel, en s'assurant que la structure du fluide en contact avec chaque point nodal de la structure avait un point nodal correspondant. Une technique à superélément est utilisée dans le SESAM 69 afin d'optimiser la taille du modèle et l'efficacité du calcul informatique.

La matrice de la masse hydrodynamique est exprimée par l'écart algébrique entre les matrices de masse consolidée calculées dans les essais "mouillés" et "à sec".

6.2 Résultats

Le tableau 5 compare les valeurs des premières fréquences du modèle schématique vibrant dans l'air aux valeurs obtenues pour une représentation tridimensionnelle beaucoup plus complexe du navire. Il convient de se rappeler que l'exercice visait à développer une représentation tridimensionnelle simpliste des propriétés dynamiques d'un navire dont la coque est de forme identique à celle du *Kigoriak*. Ainsi, les résultats présentés au tableau 5 semblent satisfaire raisonnablement à cette exigence. Comme il existait un jeu de fréquences pour une situation en eau libre et compte tenu que les contraintes budgétaires ne permettaient qu'une seule analyse de la valeur propre au moyen d'un accouplement fluide, il a été décidé d'effectuer un essai sur modèle schématique en présence d'un floe de glace de 4,9 m d'épaisseur. Le tableau 6 montre les fréquences propres en modes "mouillé" et "sec" de la structure schématique en présence d'une lisière de glace ainsi que les valeurs mesurées des coefficients de masse ajoutée.

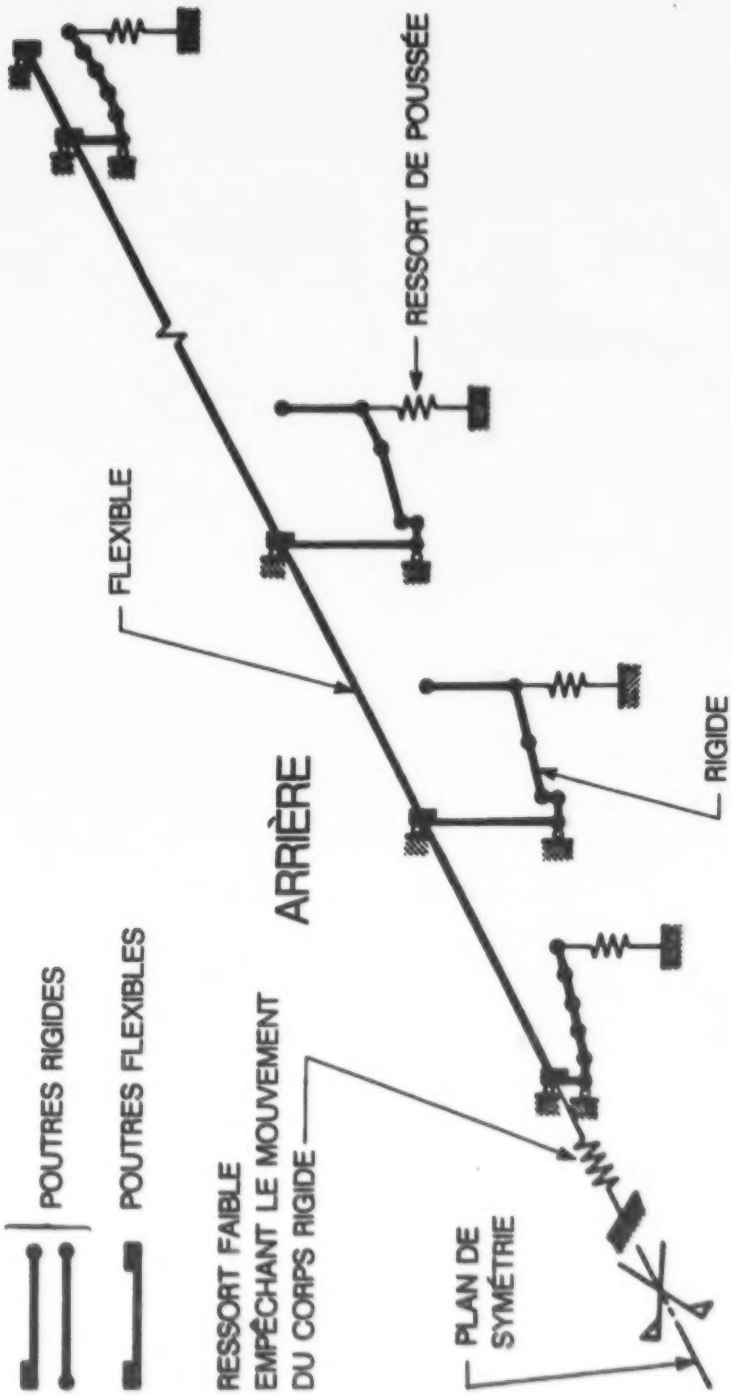


Figure 13 Modèle équivalent de poutre du navire

Tableau 5
Comparaison entre les fréquences propres (Hz) du modèle schématique et du modèle en 3D du *Kigoriak*

N° de mode		Masse ajoutée modèle schématique	Masse ajoutée modèle 3D, réf. (35)
1	Cavalement	0,026	0,04
2	Pilonnement et tangage	0,212	0,214
3	Tangage	0,26	0,271
4	2 points nodaux	4,31	4,01
5	3 points nodaux	9,499	8,39
6	4 points nodaux	15,049	13,36

Tableau 6
Comparaison entre les fréquences propres (Hz) du modèle schématique et du modèle idéalisé du *Kigoriak* dans l'air et près d'une lisière de glace de 4,9 m

N° de mode	Dans l'air (Hz)	Dans l'eau* (Hz)	Masse ajoutée λ	Remarques
1	0,026	0,025	0,082	Cavalement
2	0,212	0,144	1,167	Pilonnement et tangage
3	0,26	0,179	1,11	Tangage
4	4,31	3,253	0,76	2 points nodaux
5	9,499	7,551	0,58	3 points nodaux
6	15,049	12,4	0,47	4 points nodaux

* Avec lisière de glace de 4,9 m à l'avant.

La figure 14 montre la distribution de la force hydrodynamique dans les sens longitudinal et transversal pour le premier mode du modèle schématique de la coque du *Kigoriak*, vibrant dans l'air et dans l'eau, au voisinage d'une lisière de glace.

Les résultats ont démontré que les modes "mouillés" d'un corps rigide en cavalement et en pilonnement ne constituent pas tout à fait des mouvements de translation pure. L'incidence de la forme du corps avant incliné peut être constatée à partir du deuxième jeu de graphiques dans ces figures qui représentent la distribution des forces dans le sens x, c'est-à-dire transversalement. D'ordinaire, ces forces transversales devraient s'annuler elles-mêmes et ne sont recueillies qu'à ce point, en raison du demi-plan de symétrie utilisé dans le modèle.

Si le navire devait faire l'objet d'accélérations rigides uniformes en translation, dans chacune des directions orthogonales tour à tour, il se produirait neuf forces hydrodynamiques découlant du mouvement du fluide. Le programme SESAM produit ces neuf composantes de force qui sont dérivées de l'analyse de la valeur propre. Le tableau 7 présente une comparaison de ces forces pour le modèle schématique en présence d'une lisière de glace et les modèles tridimensionnels du navire.

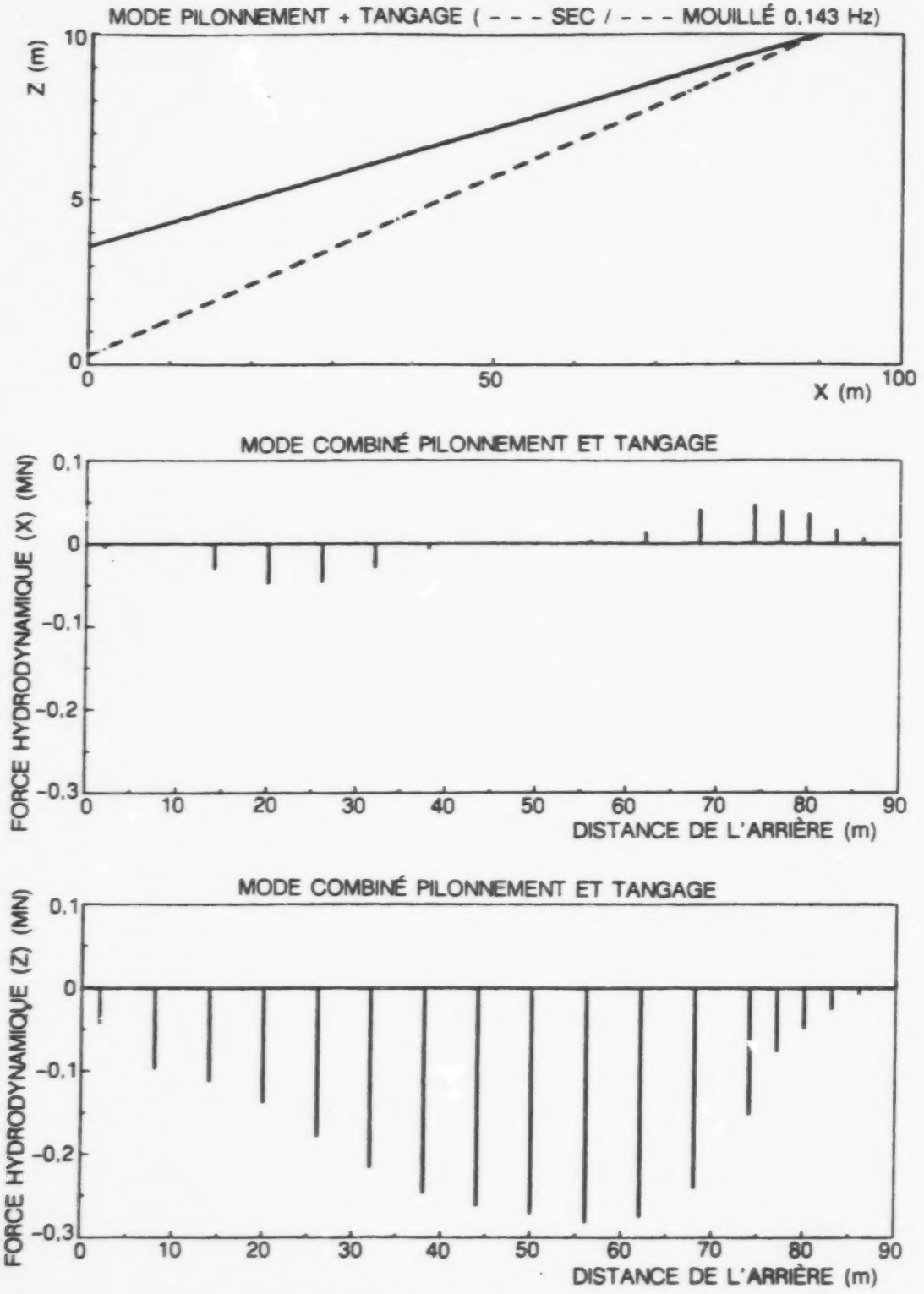


Figure 14 Formes des modes "mouillé" et "sec" en tangage et distribution de la force hydrodynamique — eau libre — modélisation par éléments finis du *Kigoriak*

Tableau 7
Comparaison des forces hydrodynamiques (MN) exercées sur la coque du *Kigoriak* en raison de l'accélération de translation pure dans les directions orthogonales X, Y et Z

	Modèle précédent* (eau libre)			Modèle schématique (avec lisière de glace)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
X	–0,153	0	–0,079	–0,163	0,002	0,0185
Y	0	–1,658	0	0,002	–1,867	0
Z	–0,0185	0	–4,893	–0,079	0	–4,44

* Référence 11 du rapport principal.

Comme prévu, la lisière de glace a pour effet d'augmenter la force hydrodynamique dans les trois modes de corps rigide. L'augmentation est de l'ordre de 6 à 10 p. 100.

Comme les forces ont été produites par unité d'accélération, les valeurs de masse ajoutée connexes sont identiques. Ainsi, la masse ajoutée hydrodynamique en pilonnement pur est de $8,88 \times 10^6$ kilogrammes (valeur doublée, car seulement la moitié de la coque a été modélisée). Le déplacement réel du navire pendant ces analyses était de 6 806 tonnes, ce qui entraîne donc un coefficient de masse ajoutée de 1,3 en pilonnement pur.

7. COMPARAISON DES RÉSULTATS

Les résultats obtenus par le développement du modèle analytique, l'analyse des données réelles du *Kigoriak*, les essais sur modèle et par la modélisation par éléments finis du *Kigoriak* ont été présentés dans les sections 3 à 6. La comparaison entre ces résultats ne se fait pas sans détours en raison des différences de présentation des résultats pour chacun des modèles. Cependant, il suffit de comparer les valeurs de masse ajoutée du navire dans les modes de corps rigides avant et pendant l'impact.

Le modèle analytique (voir sections 2.2 et 3.2) prévoit des coefficients de masse ajoutée de 0,05 en cavalement et de 1,1 en pilonnement et en tangage. Les coefficients de couplage prévus étaient négligeables sauf en tangage sur pilonnement où la valeur était de - 0,013. Le modèle analytique supposait que ces valeurs pouvaient s'appliquer dans les phases d'impact et d'approche.

Les données réelles présentaient des coefficients de masse ajoutée verticaux de 1,04 à l'impact (moyenne des six éperonnages aux figures 38 à 43). Ce coefficient vertical représente l'effet superposé des modes de vibrations en flexion, en pilonnement et en tangage. Le coefficient de masse ajoutée en cavalement est compris entre - 0,1 et 0,5 pour un ensemble de 16 éperonnages analysés au moyen des accélérations et des forces d'impact maximales. La valeur moyenne de 0,2 est raisonnable.

Les essais sur modèle ont permis d'obtenir des coefficients raisonnables de masse ajoutée en cavalement et en pilonnement dans la phase d'impact. Le coefficient de masse ajoutée en tangage compris entre 0,5 et 1,325 touchait la plupart des points des données. Il fut impossible de calculer des coefficients de masse ajoutée raisonnables dans la phase d'échouement en raison des faibles accélérations mesurées à l'échouement et de la présence d'une composante de vibration dans le signal d'accélération. Les essais d'impulsion ont permis d'obtenir des coefficients de masse ajoutée plus raisonnables. Le coefficient maximal de masse ajoutée en cavalement mesuré était de 0,1. Le coefficient de masse ajoutée en pilonnement de 1,66 a été mesuré en raison d'une impulsion exercée à l'avant. Le coefficient maximal de masse ajoutée en tangage mesuré a été de 0,95. Les valeurs ont été mesurées au moment de la force maximale d'impulsion. Les essais d'oscillation faisant partie des essais d'impulsion ont cependant donné des coefficients de masse ajoutée beaucoup plus raisonnables.

Les coefficients de masse ajoutée en cavalement mesurés dans la plage d'oscillation libre étaient assez uniformes et compris entre 0,3 et 0,34 (coups 17 à 24, essai 3862). Les coefficients de masse ajoutée en pilonnement étaient compris entre 0,98 et 1,5 pour une valeur moyenne de 1,14. Les coefficients de masse ajoutée en tangage présentaient de plus fortes fluctuations, étant compris entre 0,42 et 1,82 pour une valeur moyenne de 1,29. Les coefficients de couplage observés dans les essais sur modèles étaient beaucoup plus élevés que ceux prévus dans la documentation ou dans le modèle analytique. Les coefficients de masse ajoutée en tangage au cours des essais en pilonnement étaient compris entre 0,75 et 1,94 pour une moyenne de 1,49. Les coefficients de masse ajoutée en pilonnement au cours des essais en tangage étaient compris entre 0,87 et 1,27 pour une moyenne de 1,11.

À des fins de comparaison, le tableau 8 présente les coefficients de masse ajoutée du modèle en 3D par éléments finis obtenus en comparant des fréquences "mouillé" et des fréquences "à sec" du modèle schématique et du modèle à structure complexe du *Kigoriak*, avec les fréquences obtenues au moyen de l'approche analytique. L'accord est très bon entre les formules analytiques et par éléments finis en eau libre de la section 2.2, surtout pour les modes "fléchi" et "rigide". Il serait plus approprié de comparer les résultats du modèle schématique en présence d'une lisière de glace avec le même modèle en eau libre, car on pourrait directement connaître l'incidence de la lisière de glace sur la masse ajoutée.

On constate au tableau 8 que le modèle schématique est plus rigide que le modèle tridimensionnel. On sait que le phénomène de masse ajoutée dépend de la fréquence; ainsi, la présence d'une lisière de glace et la modélisation plus détaillée du fluide autour de la coque sont considérées dans le présent projet comme étant les raisons principales des écarts des coefficients de masse ajoutée entre le modèle schématique et ceux du modèle fluide antérieur.

Table 8

Comparaison entre les coefficients de masse ajoutée du *Kigoriak*

N° Mode	Mode	Modèle analytique (Sect. 2.2, 2.3)	Données réelles (Sect. 2.3, 3.3)	Essais sur modèle (Sect. 2.4, 3.4)	Modèle schématique* (Sect. 2.5, 3.5)	3D (Réf. 35)
1	Cavalement	0,13	0,20	0,0 à 0,34	0,082	0,09
2	Pilonnement	1,1		0,98 à 1,94	1,2	1,18
3	Tangage	1,1		0,42 à 1,82	1,1	1,9
4	2 points nodaux	0,877	1,04 (comb.)		0,76	0,873
5	3 points nodaux	0,795			0,58	0,762
6	4 points nodaux	0,794			0,47	0,69

* Avec lisière de glace.

8. CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

8.1 Conclusions

Les conclusions générales suivantes ont été tirées du travail :

1) La technique actuelle ne permet pas d'obtenir une description complète de la masse ajoutée à toutes les phases de l'impact, notamment à l'approche et aux phases d'impact et d'échouement. Les modèles utilisables actuellement donnent des résultats raisonnables pour un comportement en eau libre.

2) Les modèles analytiques basés sur la théorie du flux idéal ont été présentés et montrent des résultats comparables à ceux des techniques modernes. Ces modèles ne sont pas encore au point pour des applications directes et doivent faire l'objet de perfectionnements.

3) Les études analytiques ont permis de tirer des conclusions utiles quant à l'identification de la plupart des paramètres importants touchant la masse ajoutée.

4) On a calculé le coefficient de masse ajoutée en cavalement comme ayant une valeur de l'ordre de 10 à 20 p. 100 des coefficients de masse ajoutée en pilonnement et en tangage qui sont aussi dans le même ordre de grandeur.

5) Les coefficients de couplage cavalement-pilonnement et cavalement-tangage sont négligeables par rapport au coefficient de couplage pilonnement-tangage jugé important.

6) Les coefficients de masse ajoutée dépendent fortement du coefficient de remplissage à la flottaison et des allongements largeur/tirant d'eau et largeur/longueur.

7) Les navires ayant une coque et un avant plats présentent des coefficients de masse ajoutée plus élevés que les navires aux formes plus effilées.

8) La masse ajoutée varie considérablement pendant la durée de l'éperonnage. Cette période doit être étudiée davantage pour être bien comprise.

9) On peut mesurer la masse ajoutée dans des essais réels en utilisant un réseau d'accéléromètres triaxiaux stabilisés en giration le long du navire ainsi que des tensiomètres afin de mesurer la force d'impact à l'avant.

10) La masse ajoutée verticale dépend beaucoup de la proximité du fond (profondeur d'eau moins tirant d'eau du navire). La distance des floes de glace est moins importante bien que significative.

11) L'épaisseur de la glace et sa résistance ne semblent pas influer beaucoup sur la masse ajoutée.

12) Il a été impossible, sinon manuellement, d'obtenir les coefficients de masse ajoutée à partir de l'analyse des données réelles, parce qu'on ne disposait que de deux valeurs d'accélération le long de la coque (en avant et en arrière) pour calculer la distribution de l'accélération le long du navire. Les erreurs dans l'estimation des forces combinées aux accélérations voisines du zéro ont entraîné l'obtention de coefficients de masse ajoutés beaucoup trop élevés.

13) Le programme d'essais sur modèle a connu un grand succès car il a permis d'obtenir un grand nombre de données qui restent encore à analyser. Environ 30 p. 100 de ces données ont été partiellement analysées aux fins du présent rapport. Il convient de mettre l'accent sur le fait qu'il faille analyser toutes ces données afin de comprendre davantage notre problème.

14) Des problèmes semblables ont été rencontrés pendant l'analyse des données d'essais sur modèle. Les valeurs de la masse ajoutée en pilonnement ont été considérablement influencées par les petites accélérations et elles étaient aussi instables.

15) Les données d'essais sur modèle ont donné des valeurs plus fiables de la masse ajoutée en tangage pendant les essais d'éperonnage. Des coefficients de masse ajoutée raisonnables ont été calculés pour tous les déplacements dans la plage de vibrations libres au cours des essais.

16) La méthode d'analyse par éléments finis a été utilisée avec succès dans le calcul de la distribution de la masse ajoutée le long de la coque. On prétend que cette méthode générale constitue la seule méthode théorique permettant d'inclure les effets de la forme de la coque, la proximité du fond et la lisière de glace.

17) Le logiciel SESAM de Det norske Veritas a été utilisé pour la modélisation tridimensionnelle du *Kigoriak*, du fluide ambiant et des limites de glace et du fond.

18) D'autres calculs par ordinateur devront être effectués avant qu'on puisse obtenir des résultats concluants et les utiliser dans le développement d'un modèle analytique fiable.

8.2 Recommandations

Le travail accompli pendant ce projet a entraîné de nouvelles réalisations dans le domaine. Il reste cependant beaucoup à faire avant de réaliser complètement les avantages découlant des résultats du projet. Les recommandations suivantes sont par conséquent présentées pour permettre de connaître les secteurs pouvant être les plus productifs.

1) Il faudrait analyser toutes les données d'essais sur modèle recueillies. Cette analyse permettrait d'évaluer avec plus de précision les coefficients de masse ajoutée en fonction du temps et des paramètres connus, notamment: la proximité du fond, la distance de la lisière de glace, la vitesse, l'épaisseur et la résistance des floes. L'effet du frottement devrait aussi être étudié. En outre, il est recommandé d'effectuer une analyse des signaux de Fourier afin d'identifier les fréquences significatives en jeu. Une analyse statistique des erreurs pourrait aussi être effectuée afin de prédire le niveau de précision des résultats. Il est aussi recommandé d'effectuer une analyse statistique des données.

2) Il est recommandé d'analyser les données réelles du N.M. *Arctic*, de la même façon que pour le *Kigoriak* de manière à pouvoir comparer tous les résultats relatifs aux deux navires.

3) Il est nécessaire de procéder à des essais supplémentaires par éléments finis du modèle du *Kigoriak* pour différentes épaisseurs et distances de la lisière de glace afin de calculer de façon plus fiable l'incidence des paramètres définis dans la présente étude sur la masse ajoutée.

4) Il est recommandé de procéder à la modélisation par éléments finis du N.M. *Arctic* afin de compléter la comparaison entre les deux navires, car seul le *Kigoriak* a été modélisé dans la présente étude.

5) Dans l'optique du paragraphe 3, il serait très avantageux et moins coûteux de modéliser des navires aux formes simples, et ne modifier seulement que la forme de l'avant, les dimensions de la coque et les conditions de la lisière de glace.

6) Il est nécessaire de perfectionner le modèle analytique. Cette amélioration doit se faire à partir d'une analyse approfondie du processus physique de la masse ajoutée.

7) Des essais supplémentaires sur modèle au moyen de différentes formes de coque permettraient d'obtenir des données significatives nécessaires à une meilleure compréhension de l'incidence de la forme de l'avant et de la taille du navire sur la masse ajoutée. Il faudrait aussi tenter de modéliser le comportement de la glace pendant l'impact au cours de ces essais.

8) L'amortissement n'a seulement été calculé que pour les essais en vibrations libres. Il serait intéressant de calculer les forces d'amortissement qui s'exercent sur le navire pendant les phases d'impact et d'échouement de manière à ce qu'on puisse confirmer nos hypothèses à l'effet que les forces d'amortissement sont négligeables pendant la phase d'éperonnage.

9) Il faudrait étudier l'influence des lois de mesure sur la prévision de la masse ajoutée dans le cas des grands navires.

10) Il faudrait développer un logiciel permettant de prévoir de façon interactive la masse ajoutée et les forces exercées entre tout navire brisant la glace et la glace.

11) Il est recommandé de mener des essais réels afin d'évaluer la masse ajoutée par des mesures précises des forces d'interaction et des accélérations pendant ces interactions et le long du navire.